Ing. E. RINALDI

Le Trasmissioni Meccaniche

Ruote di frizione - Ingranaggi - Viti senza fine - Ruotismi - Trasmissioni a catene, cinghie, corde, teledinamiche - Puleggie - Bielle - Manovelle - Assi a gomito - Alberi - Cuscinetti lisci ed a sfere, ecc.

138 figure - 28 applicazioni svolte numericamente

G. LAVAGNOLO
Editore - Torino
1934

Ing. EMILIO RINALDI

Le trasmissioni meccaniche

138 figure - 28 applicazioni

svolte numericamente

G. LAVAGNOLO - Editore
Corso Vitt. Em., 123 - Torino

PREFAZIONE

Le trasmissioni meccaniche moderne sono, senza alcun dubbio, una parte molto importante della tecnica costruttiva e come tale vivamente interessano lo studioso ed il costruttore.

I libri di scuola trattano questa materia o troppo succintamente e quasi sempre astraendo dagli insegnamenti della pratica, o troppo elevatamente tanto da non farsi comprendere dal maggior numero dei tecnici. I manuali di meccanica, dovendo questi contenere un po' di tutto, è evidente che solo un breve accenno possono fare sull'argomento delle trasmissioni. Ecco pertanto che, cedendo al consiglio d'amici e colleghi, ho voluto scrivere un manualetto che trattasse esclusivamente delle trasmissioni meccaniche cercando, nei limiti consentiti dalla modesta mole del libro, di sviluppare sufficientemente ogni punto di questo interessante ramo della meccanica.

Avrò raggiunto interamente lo scopo? Ciò lo dirà il benigno lettore, al giudizio del quale rimetto questa mia modesta fatica.

Ing. EMILIO RINALDI.

* * * *Un particolare ringraziamento devo rivolgere a quelle Ditte che mi furono larghe di aiuto inviandomi una preziosa documentazione e segnatamente alle Officine di Villarperosa che producono i ben noti cuscinetti R.I.V.*

Questo grande stabilimento torinese è talmente apprezzato all'estero che il Governo dell'U.R.S.S. gli ha affidato l'impianto in Russia di quella che è oggi la più grande fabbrica del mondo di cuscinetti a sfere.

INTRODUZIONE

In ogni meccanismo sia semplice che complesso, vi sono sempre degli organi fissi ed altri dotati di movimento.

Mentre i primi sono destinati a compiere una funzione passiva, ossia a sostenere carichi o ricevere urti e scosse, i secondi debbono invece compiere un vero e proprio lavoro meccanico trasmettendo gli sforzi nelle varie direzioni con movimenti combinati secondo le leggi della cinematica. L'organo che per il primo riceve il movimento, con una certa velocità, dal ricevitore dicesi 1° *mobile* e questo a sua volta lo trasmette all' « *operatore* » il quale avrà un determinato movimento ed una determinata velocità.

Tale trasmissione di movimento fra due organi meccanici si può avere con rapporto costante o variabile di velocità. Un esempio di rapporto costante ci è dato dalle ruote dentate cilindriche o coniche. Trascurando i casi in cui il movimento fra due organi meccanici può avvenire per interposizione di un fluido, tale movimento si compie in 3 modi distinti:

1° Per contatto immediato.

2° A mezzo di un legame rigido.

3° A mezzo di un legame flessibile.

Ogni movimento sia esso rettilineo oppure circolare o curvilineo può essere « continuo » se ha sempre un medesimo senso o « alternato » se tale senso si inverte ritmicamente. Avremo quindi dei meccanismi il cui senso di trasmissione è costante con rapporto di velocità costante o variabile; e meccanismi aventi un senso di trasmissione periodicamente variabile ed un rapporto di velocità qualsiasi.

Le principali trasformazioni di movimento usate in pratica sono:

1° Rettilineo continuo in rettilineo continuo.

2° Circolare continuo in circolare continuo.

3° Circolare continuo in rettilineo continuo.

4° Rettilineo alternativo in circolare continuo o alt.

5° Circolare continuo in rettilineo alternato.

Linea di azione. — In ogni trasmissione di movimento chiamasi *linea di azione* quella linea secondo cui l'azione dell'organo conduttore arriva all'organo condotto.

Teoremi fondamentali.

Velocità assoluta e velocità angolare. — Nel moto uniforme di un punto che ruota attorno ad un asse si distinguono due velocità: la velocità assoluta (V) e la velocità angolare (ω).

La prima è la lunghezza dell'arco percorso dal punto nell'unità di tempo; la seconda è invece l'ampiezza dell'angolo (misurato in gradi) descritto dal punto nell'unità di tempo.

Tra queste due velocità esistono le seguenti relazioni:

$$V = \omega R \qquad \omega = \frac{V}{R}$$

ove R è la distanza del punto dall'asse di rotazione.

Teorema. — Comunque avvenga la trasmissione fra due organi ruotanti attorno a due assi paralleli, le loro velocità angolari sono inversamente proporzionali ai segmenti determinati sulla linea dei centri dalla linea di azione ed anche alle lunghezze delle perpendicolari abbassati dai centri di rotazione sulla retta di azione.

Questo teorema si dimostra vero tanto per una trasmissione a mezzo di legame rigido, come per una trasmissione per legame flessibile e per contatto immediato.

Quest'ultimo movimento può avvenire per *contatto di sviluppo,* ossia quando i due corpi si sviluppano di archi uguali in tempi uguali, o per *contatto misto,* ossia per sviluppo e per strisciamento.

In una trasmissione per contatto immediato di sviluppo, ossia avente un rapporto costante di velocità, occorre che la linea di azione, in tutte le sue successive posizioni, tagli sempre nello stesso punto la linea dei centri.

Le coppie cinematiche che soddisfano a tale condizione sono tre:

1° Due circoli di raggio qualunque ruotanti attorno ai propri centri.

2° Due ellissi uguali ruotanti attorno a 2 fuochi omologhi.

3° Due spirali logaritmiche uguali.

PARTE I

Trasformazioni del movimento.

1ª Trasformazione:

Rettilineo continuo in rettilineo continuo.

Questa trasformazione serve a cambiare la direzione, il senso e la velocità di un dato movimento rettilineo.

Essa si effettua in vari modi. I più comuni sono: la puleggia fissa e mobile, i paranchi o polispasti.

2ª Trasformazione:

Circolare continuo in circolare continuo.

E' questa una trasmissione di movimento molto usata in pratica poichè serve a trasmettere il moto rotatorio fra due assi od alberi comunque disposti nello spazio.

Questa trasformazione può farsi con rapporto costante o variabile di velocità e nei seguenti modi:

1º *Per contatto immediato* (ruote dentate e di frizione).

2º *per legame flessibile* (corde, catene, cinghie).

3º *per legame rigido* (bielle).

3ª Trasformazione.

Circolare continuo in rettilineo continuo.

Serve a modificare il senso e la velocità del movimento.

Tale trasformazione si ottiene con i torni, le viti, i verricelli, le dentiere, le gru ecc.

4ª Trasformazione:

Rettilineo alternativo in circolare continuo.

Il caso più generale di questa trasformazione è quello comunissimo della biella e manovella.

5ª Trasformazione:

Circolare continuo in retilineo alternativo.

Si usa spesso in meccanica per il comando dei cassetti di distribuzione, delle valvole dei motori, degli stantuffi delle pompe e per vari altri meccanismi. Tale trasformazione di movimento viene fatta ordinariamente a mezzo di eccentrici e di bocciuoli.

Ruote di Frizione.

Le ruote di frizione, come le ruote dentate, costituiscono una coppia cinematica particolarmente adatta alla 2ª trasformazione del movimento, ossia per trasformare il moto circolare continuo in circolare continuo per contatto immediato.

Esse sono indicate per la trasformazione del moto sotto lieve sforzo (comando di macchine utensili e particolarmente adatte per punzonatrici, presse a vite ecc.). Le ruote di frizione presentano il vantaggio della facilità dell'attacco e distacco, di poter variare il rapporto di trasmissione durante il movimento, di lavorare sotto differenti angoli variabili sotto marcia e di essere silenziosissime.

Le ruote di frizione si distinguono in

Ruote di frizione cilindriche (per assi paralleli, perpendicolari e sghembi.

Ruote di frizione scanalate (per assi paralleli).

Ruote di frizione coniche.

Ruote di frizione iperboloidiche (pochissimo usate).

Parleremo dei tre primi tipi di ruote.

La migliore e più razionale trasmissione di movimento con ruote di frizione si ha quando gli assi che devono trasmettersi il moto sono paralleli e siano congiunti da ruote diritte cilindriche o scanalate (fig. 1).

Sono meno efficaci le trasmissioni con assi perpendicolari e di cattivo funzionamento quelle ad assi sghembi.

Calcolo delle ruote cilindriche ad assi paralleli.

Questa trasmissione è sistemata come indica la figura 1. Le ruote sono premute una contro l'altra da una forza Q; P è lo sforzo tangenziale che si trasmettono con velocità angolari inversamente proporzionali ai rispettivi raggi.

Lo sforzo P può essere calcolato secondo la legge del Morin:

$$P = f \times Q$$

da cui:

$$Q = \frac{P}{f}$$

ove f è il coefficiente di attrito che può ritenersi come appresso:

ghisa su ghisa	$f = 0{,}1 \div 0{,}15$
carta su ghisa	$f = 0{,}15 \div 0{,}2$
cuoio su ghisa	$f\ \ 0{,}2 \div 0{,}3$
legno su ghisa	$f = 0{,}2 \div 0{,}5$

è bene tenere i valori più piccoli.

Pressione specifica. — Nel calcolo delle ruote di frizione è necessario tener conto della pressione specifica,

poichè se questa è forte allora occorre verificare gli alberi in base anche al momento flettente indotto dalla pressione di lavoro.

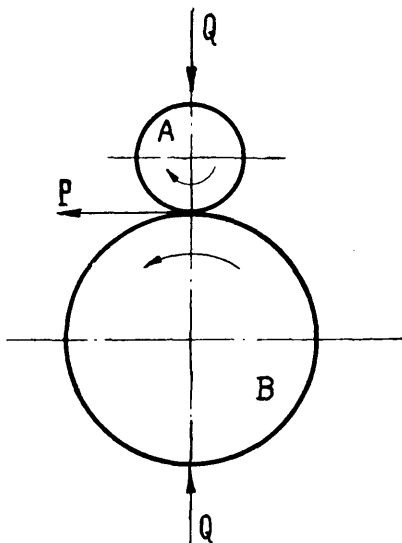



Fig. 1.

Per tanto si terrà:

Materiale costituente la ruota motrice	Pressione di lavoro
Fibra di paglia	25÷30 Kg./cm. di larghezza della ruota
» vulcanizzata	id.
Carta compressa	30 Kg./cm.
Cuoio	id.
Fibra catramata	40÷45 Kg./cm.
» di cuoio	id.
Legno duro	15÷20 Kg./cm.

Ruote scanalate di frizione per assi paralleli.

Con tali ruote la forza di aderenza e di attrito è notevolmente aumentata. Chiamando con P lo sforzo periferico, Q la mutua forza di compressione delle ruote

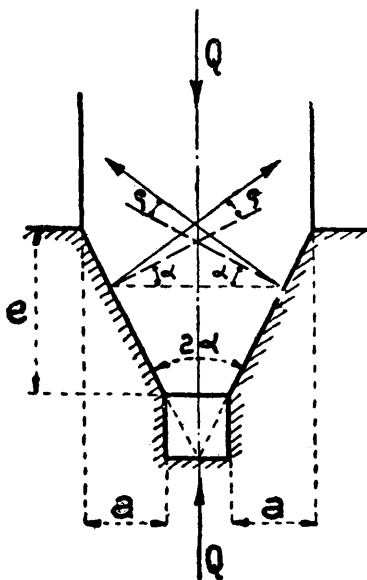



Fig. 2.

R la forza normale alle superfici di frizione
2 α l'angolo della gola della ruota scanalata
ρ l'angolo di attrito
f il coefficiente di attrito

si avrà:

$$f = \operatorname{tg} \rho$$

$$Q = 2\ R\ \operatorname{sen}(\alpha + \rho) \qquad P = 2\ f\ R \cos \rho = 2\ R\ \operatorname{sen} \rho$$

$$P = Q \frac{\text{sen}\,\rho}{\text{sen}\,(\alpha + \rho)} = \frac{Q \times f}{\text{sen}\,\alpha + f \cos\alpha}$$

$$Q = P \frac{\text{sen}\,\alpha + f \cos\alpha}{f} = \frac{P}{f_1}$$

$$f_1 = \frac{f}{\text{sen}\,\alpha + f \cos\alpha}$$

Normalmente per ghisa su ghisa $2\,\alpha = 30^\circ$ per $f = 0{,}1$

$$f_1 = 2{,}8 \quad f = 0{,}28$$

$$P = 0{,}28\ Q$$

$$Q \cong 3{,}6\ P.$$

La pressione specifica misurata lungo la generatrice primitiva è:

Ruote ad una gola $\quad K_o = \frac{Q}{2 \times a}$ Kg/cm

Ruote con i gole $\quad K_o = \frac{Q}{2 \times a \times i}$ Kg/cm

donde

$$Q \leqq 2\ K_o\ a \,.\, i \text{ Kg.}$$

e poichè:

$$P = Q\ f_1$$

sarà:

$$P = 2\ K_o\ f_1\ a \times i \text{ Kg.}$$

Trattandosi di buon materiale, ben lavorato e ben montato

$$K_o = 90 \div 100 \text{ Kg.}$$

e per

$K_o = 100$ Kg. $\qquad P \leqq 20\ i$

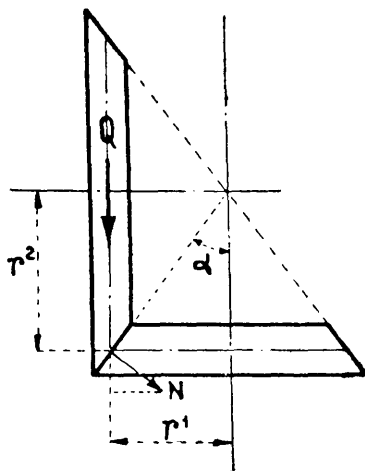
numero massimo delle scanalature

$$i = 3 \div 6 \qquad i = \frac{P}{20}$$

Coefficiente di effetto utile $\eta = 0{,}88 \div 0{,}90$.

Ruote coniche di frizione. — Per queste ruote valgono le stesse relazioni delle ruote a cuneo. Siano due ruote coniche liscie, come è indicato dalla figura 3, si avrà:

Fig. 3.

$$P \leqq f\,N \leqq \frac{f\,.\,Q}{\operatorname{sen}\alpha + f\cos\alpha}$$

α varia con il rapporto di trasmissione $\frac{r_1}{r_2}$

$$\frac{r_1}{r_2} = \operatorname{tg}\alpha$$

per

$\frac{r_1}{r_2} = \frac{1}{4} \div \frac{1}{6}$ $Q = 3{,}3 \div 2{,}8\ P$ (pressione accettabile)

per

$\frac{r_1}{r_2} = 1$ $Q = 6{,}5\ P$. (pressione troppo forte).

Ruote dentate.

Le ruote dentate costituiscono una eccellente coppia cinematica per la trasmissione forzata di movimento e di energia. Esse servono alla seconda trasformazione del moto, circolare continuo in circolare continuo, per contatto immediato e con rapporto costante di velocità.

Queste ruote, anzichè trasmettersi il movimento per attrito come avviene nelle ruote di frizione, si trasmettono il moto per mezzo di sporgenze uguali ed equidistanti, chiamate denti, di cui sono munite le loro periferie. E' ovvio che muovendo una delle due ruote a contatto, questa, penetrando con i propri denti nei vuoti della ruota compagna, le imprime un movimento rotatorio. Avviene in tal modo l'ingranamento od imboccamento delle due ruote. Le ruote dentate diconsi anche ingranaggi appunto per la loro mutua azione d'ingranamento. Esse costituiscono un organo meccanico di grande importanza il quale è stato sempre oggetto di studi severi da parte di matematici e tecnici di valore.

E' necessario quindi che gli ingranaggi siano bene conosciuti da tutti, dalla loro genesi alle svariate applicazioni della pratica, affinchè il problema della dentatura non si presenti più ad alcuno come un enigma.

Classificazione delle ruote dentate secondo la disposizione degli assi.

1° Ruote cilindriche - per assi paralleli.

2° Ruote coniche - per assi intersecantisi.

3° Ruote iperboloidiche, ad elica e vite perpetua.

Le ruote dentate possono essere classificate in base al profilo ed alla forma della ruota.

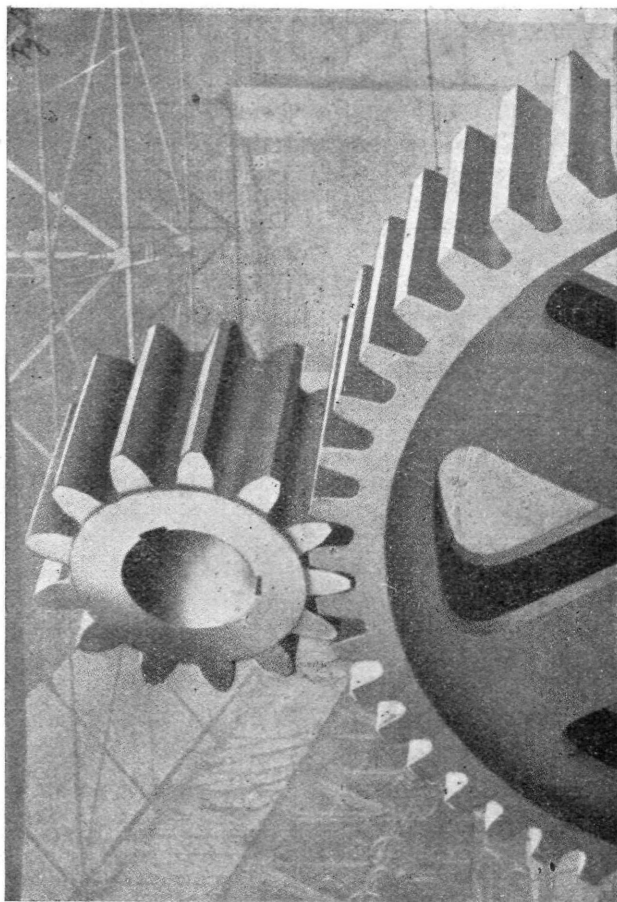



Fig. 4.

Ruote dentate cilindriche.

Queste ruote possono avere i denti rettilinei, ossia paralleli all'asse dell'ingranaggio (fig. 4) oppure elicoidali ossia formanti un certo angolo con tale asse (fig. 5).

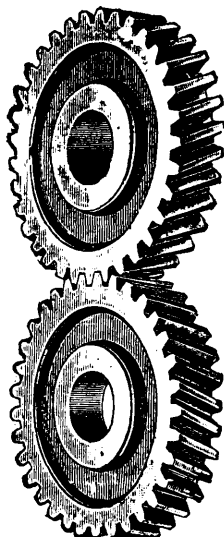



Fig. 5.

Cominceremo questo nostro studio dalle ruote cilindriche a denti rettilinei (diritti).

Ruote cilindriche a denti diritti.

Una coppia dentata cilindrica avente i denti diritti è costituita come indica la figura 4; oppure una delle sue ruote può avere un raggio infinito (cremaliera), od infine

può accadere che la ruota più piccola ingrani con la dentatura interna della ruota più grande (fig. 6).

In ogni caso quando queste ruote si comunicano il movimento, come già detto, è necessario che i denti del-

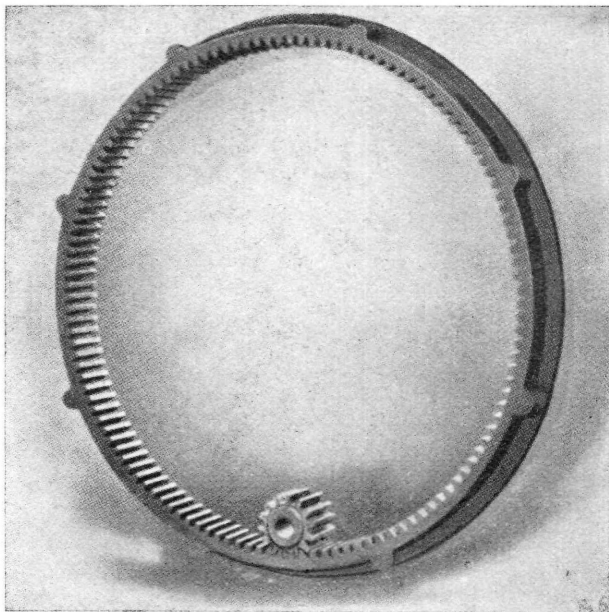



Fig. 6.

l'una penetrino nei vani dell'altra per modo che ogni dente della ruota motrice spinga un dente della ruota mossa, così entrambe avanzeranno di un dente con la stessa velocità assoluta.

Il contatto dei denti delle due ruote avviene sempre nel punto di tangenza di due cerchi che rappresentano

ogni uno ciascuna delle due ruote. Tali cerchi diconsi *primitivi* poichè su di essi si ha il continuo contatto dei denti, e la trasmissione del moto avviene come se questi si muovessero per contatto di sviluppo.

Nomenclatura delle ruote dentate.

Passo della dentatura (p). — E' la lunghezza *m n* di circonferenza primitiva misurata fra le mezzerie di due denti consecutivi (fig. 7).

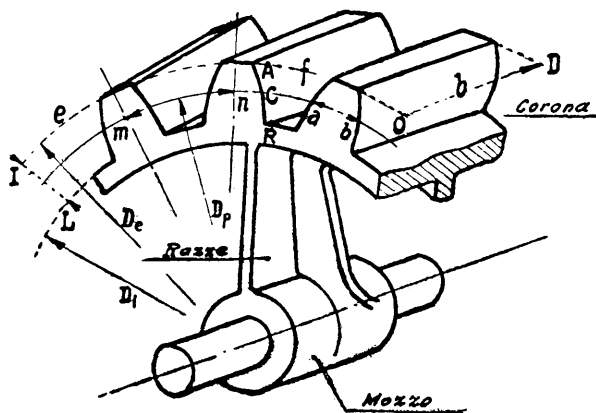



Fig. 7.

Spessore del dente (s). — E' l'arco *a b* misurato sulla circonferenza primitiva.

Larghezza del dente (b). — E' la lunghezza OD parallela all'asse della ruota.

Cerchio di testa. — E' quello che limita le sporgenze dei denti. Al cerchio di testa *ef* corrisponde il diametro esterno D*e*.

Cerchio di base. — E' quello che limita la profondità dei denti. Al cerchio di base corrisponde il diametro interno D*i*.

Altezza del dente. — E' la distanza fra il cerchio di testa e quello di base (IL).

Costa del dente. — E' quella parte di profilo compresa fra il cerchio primitivo e quello di testa (AC).

Fianco del dente. — E' la linea CR.

Profilo del dente. — E' la linea ACR.

Arco di azione. — E' quella parte di circonferenza primitiva su cui dura il contatto fra due denti che ingranano.

Curva di contatto. — E' formata dalle parti del profilo di due denti che sono in contatto durante l'arco di azione.

Corona. — E' la parte periferica dentata.

Mozzo. — E' la parte centrale della ruota su cui si infila l'asse o albero.

Razze. — Sono i bracci che uniscono la corona con il mozzo.

Nelle ruote di piccole dimensioni le razze mancano e sono sostituite da un disco pieno o alleggerito da fori.

Passo (p) *e modulo* (M) *della dentatura.*

Come abbiamo già detto, il passo è dato dalla somma dello spessore di un dente e di un vuoto misurati in arco sulla circonferenza primitiva.

Per modulo (M) si intende il segmento che si ottiene dividendo il diametro primitivo per il numero dei denti della ruota. Il passo quindi può essere modulare (diametrale) o circonferenziale. Più avanti esamineremo altre specie di passi usati in Inghilterra e in America.

Avremo quindi le seguenti relazioni:

$$M = \frac{D_p}{Z} \qquad D_p = M \times Z$$

$$p = \pi \times M \qquad M = \frac{P}{\pi}$$

$$p = \frac{Dp \times \pi}{Z}$$

Dimensioni dei denti e relazioni varie.

In tutte le relazioni di calcolo chiameremo:

Dp=diametro primitivo della ruota.
De=diametro esterno di essa.
Di=diametro interno di essa.
p=passo della dentatura.
M=modulo della dentatura.
Z=numero dei denti.
h=altezza totale del dente.
u=altezza del dente sopra il cerchio primitivo.
v=altezza del dente sotto tl cerchio primitivo.
b=larghezza del dente.
s=spessore del dente.

Ciò premesso si avrà:

$$M = \frac{p}{\pi} = \frac{Dp}{Z}$$

$$Dp = M \times Z$$

$$Z = \frac{Dp \times \pi}{p} = \frac{Dp}{M}$$

$$De = (Z+2)\ M = Dp + 2\ M$$

$$Di = De - 2\ h = Dp - 2{,}32\ M$$

$$h = \frac{13}{6}\ M$$

$$u = M$$

$$v = \frac{7}{6}\ M$$

per ruote lente (V=fino a 0,5 m./sec.)

$$b = 6\ M$$

per ruote aventi V=da 0,5÷3 m./sec.

$$b = 8 \text{ M}$$

per ruote aventi V=da 3÷15 m./sec.

$$b = 10 \text{ M}$$

per dentature ribassate

Ingranaggi quasi uguali $\left\{ \begin{array}{l} u = 0{,}8 \text{ M} \\ v = \text{M} \end{array} \right\}$ Ruota e pignone

Ingranaggi a forti rapporti $\left\{ \begin{array}{l} \left. \begin{array}{l} u = \text{M} \\ v = 0{,}8 \text{ M} \end{array} \right\} \text{pignone} \\ \left. \begin{array}{l} u = \frac{38}{60} \text{ M} \\ v = 1 \frac{1}{6} \text{ M} \end{array} \right\} \text{ruota} \end{array} \right.$

giuoco fra cerchio di testa e archi di base della ruota compagna

$$g = \frac{M}{6}$$

Giuoco laterale: *nullo.*

Spessore dei denti:

per ruote lavorate di precisione:

$$S = \frac{\pi \text{ M}}{2}$$

per ruote comuni:

$$S = \frac{39}{80} \text{ M} \times \pi$$

per ruote con denti greggi

$$S = \frac{19}{40} \text{ M} \times \pi$$

per ruote con denti riportati in ferro:

$$S = \frac{16 \pi M}{40}$$

per ruote in legno:

$$S = \frac{23 \pi M}{40}$$

Spessore di denti alla base:

TABELLA I.

N. denti	C	N. denti	C	N. denti	C
1	—	16	1.37	31	1.58
2	—	17	1.39	32	1.62
3	—	18	1.41	33	1.64
4	—	19	1,42	34	1.66
5	—	20	1.44	35	1.68
6	0.93	21	1.46	36	1.70
7	1.02	22	1.47	37	1.71
8	1.09	23	1.48	38	1.74
9	1.15	24	1.49	39	1.77
10	1.19	25	1.50	40	1.80
11	1.24	26	1.51	41	1.81
12	1.27	27	1.52	42	1.83
13	1.30	28	1.53	43	1.84
14	1.33	29	1.54	44	1.85
15	1.35	30	1.55	45	1.86

Per avere lo spessore, il valore di C deve essere moltiplicato per il modulo.

Abbiamo veduto che

$$p = \pi \times M \qquad M = \frac{P}{\pi}$$

quindi il passo dell'ingranaggio deve essere multiplo di π e se ciò non risultasse dal calcolo occorre aumentarlo finchè lo sia.

Il modulo M deve essere un numero intero in mm., però per piccole dentature fino a M=5 si ammettono valori frazionari di 0,25 in 0,25 mm. da M=5 a M=7, valori intermedi di 0,50 mm. da M=7 in avanti, numeri interi.

E' bene perciò che gli elementi delle ruote dentate siano tutti espressi in funzione del modulo e non del passo.

Valori di M *e passo* (p) *in millimetri.*

TABELLA II.

DENTATURA					
Piccola		Media		Grande	
M	*p*	M	*p*	M	*p*
1	3.14	5 25	16 49	18	56.60
1.25	3.93	5.50	17.28	20	62.80
1.50	4.71	5.75	18.06	22	69.10
1.75	5.50	6	18.85	24	75.40
2	6.28	6.5	20.41	26	81.70
2.25	7.07	7	22 —	28	88
2.50	7.86	7.5	23.56	30	94.30
2.75	8.63	8	25.13	32	100.50
3	9.42	9	28.27	34	106.10
3.25	10.21	10	31.42	36	113.10
3.50	11 —	11	34.56	38	119.40
3.75	11.78	12	37.70	40	125.70
4	12.57	13	40.84		
4.25	13.35	14	43.98		
4.50	14.14	15	47.12		
4.75	14.92	16	50.26		
5	15.71	17	53.41		

Circular pitch, Diametral pitch.

Sono misure adoperate in Inghilterra ed America. Queste possono interessarci ogni qual volta dobbiamo usare utensili e macchine di fabbricazione inglese od americana.

Circular pitch (p_c). — E' il passo periferico ed è misurato da

$$p_c = \frac{\pi \, D_p}{Z}$$

ove Dp=diametro primitivo= $\frac{p_c \, Z}{\pi}$

Z=numero dei denti= $\frac{\pi \, D_p}{p_c}$

Diametral pitch (p_d). — E' il passo diametrale

$$p_c = \frac{D_p}{Z} = \frac{p_c}{\pi}$$

Le seguenti tabelle indicano i valori dei passi e dei moduli nei vari sistemi.

TABELLA III.

Moduli e Diametral pitch.

Modulo	Diametral pitch	Modulo	Diametral pitch	Modulo	Diametral pitch
0.5	50.80	3	8.46	10	2.54
0.75	33.86	3.5	7.26	11	2 31
1 —	25.40	4	6.35	12	2.12
1.25	20.30	4.5	5.64	13	1.95
1.5	16.93	5	5.08	14	1.81
1.75	14.51	5.5	4.62	15	1.69
2	12.70	6	4.23	16	1.59
2.25	11.28	7	3.63		
2.50	10.18	8	3.17		
2.75	9.23	9	2.82		

TABELLA IV.

Diametral pitch e Circular pitch.

Diametral pitch	Circular pitch	Diametral pitch	Circular pitch	Diametral pitch	Circular pitch
1	3.142	10	0.314	28	0.112
$1\frac{1}{2}$	2 094	11	0.285	30	0.104
2	1.570	12	0.261	32	0.098
$2\frac{1}{4}$	1.396	13	0.240	34	0.092
$2\frac{1}{2}$	1.256	14	0.224	36	0.087
$2\frac{3}{3}$	1.142	15	0 209	38	0.080
3	1 047	16	0.196	40	0.078
$3\frac{1}{2}$	0.897	17	0.184	42	0.074
4	0.785	18	0.174	44	0.071
5	0.629	19	0.165	46	0.068
6	0.524	20	0.157	48	0.065
7	0.448	22	0.142	50	0.062
8	0.392	24	0.130	56	0.056
9	0.349	26	0.120	60	0.052

TABELLA V.

Circular pitch e Diametral pitch.

Circular pitch	Diametral pitch	Circular pitch	Diametral pitch	Circular pitch	Diametral pitch
2	1.570	$1\frac{1}{8}$	2.792	$\frac{1}{2}$	6.283
$1\frac{3}{8}$	1.675	$1\frac{1}{16}$	2.956	$\frac{7}{16}$	7.180
$1\frac{3}{4}$	1.795	1	3.141	$\frac{3}{8}$	8.377
$1\frac{5}{8}$	1.933	$\frac{15}{16}$	3.351	$\frac{1}{3}$	9·424
$1\frac{1}{2}$	2.094	$\frac{7}{8}$	3.590	$\frac{5}{16}$	10.053
$1\frac{7}{16}$	2.185	$\frac{13}{16}$	3.866	$\frac{1}{4}$	12.566
$1\frac{3}{6}$	2.285	$\frac{3}{4}$	4.189	$\frac{3}{16}$	16.755
$1\frac{5}{16}$	2 340	$\frac{11}{16}$	4.570	$\frac{1}{8}$	25.132
$1\frac{1}{4}$	2.513	$\frac{5}{8}$	5.026	$\frac{1}{16}$	50.265
$1\frac{3}{4}$	2.645	$\frac{9}{16}$	5.585		

Profili della dentatura.

I denti di una coppia di ingranaggi, che si trasmettono il movimento, devono avere un profilo che permetta alla normale al punto di contatto dei due profili, ovunque tale punto si trovi, di tagliare la linea dei centri sempre nello stesso punto. Tale condizione può sempre sussistere, ossia stabilito ad arbitrio il profilo di un dente di una ruota, si può sempre ricavare il profilo della ruota compagna, il quale sarà l'inviluppo del profilo stabilito. Tale profilo dicesi *coniugato.*

Profilo coniugato. — Per avere un'idea esatta di quanto sopra, supponiamo due circonferenze tangenti fra di loro in M (fig. 8).

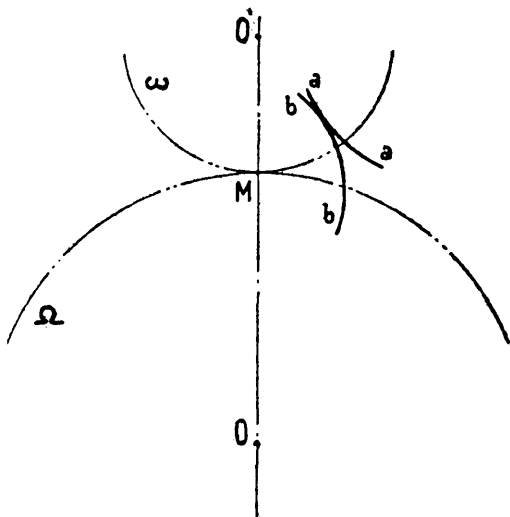



Fig. 8.

Siano O e O' i loro centri e OM O'M i loro raggi proporzionali alle rispettive velocità periferiche Ω e ω.

Imprimendo a tutto il sistema una rotazione uguale e contraria a quella della ruota O, con una velocità angolare Ω, si avrà che il cerchio di centro O resterà fermo e quello di centro O' rotolerà sul primo senza strisciare. Si avrà in tal modo il movimento relativo del cerchio O' rispetto al cerchio O. Se si traccia quindi una linea *aa*, che rappresenti il profilo dei denti di O', tale linea seguirà il cerchio O' nel suo doppio movimento e l'inviluppo delle successive posizioni di tale profilo sarà il profilo coniugato che nel nostro caso è rappresentato dalla linea *bb*.

Metodo delle curve cicloidali.

Siano date le due circonferenze primitive di centro O^1, O^2 tangenti in M (fig. 9), delle quali debbonsi costruire i profili a curve cicloidali. Si prenda un cerchio di centro C e tangente in M, come linea d'imbocco.

Immaginando gli archi M*a*, M*b*, MF, siano a F e *b*F gli archi di ipocicloide ed epicicloide descritti dal punto F mentre il cerchio di centro C rotola entro il cerchio O^2 ed esternamente al cerchio O^1.

Per la proprietà delle curve cicliche, la perpendicolare al punto F passa sempre per M, per cui assumendo l'arco *b*F di epicicloide come *costa* dei denti della ruota O^1 e l'arco *a*F di ipocicloide come *fianco* di essi, la trasmissione si effettuerà con rapporto costante di velocità. Il valore del raggio dell'epiciclo C si sceglie ad arbitrio, però è necessario che sia il medesimo per il tracciamento delle coste dei denti di una ruota e dei fianchi dei denti della ruota compagna.

Per completare la dentatura è necessario un altro epiciclo di centro C^1 il quale, con procedimento analogo al

precedente segnerà le coste dei denti della ruota O^2 ed i fianchi dei denti della ruota O^1.

Per le ruote di assortimento occorre che queste, oltre ad avere la dentatura dello stesso passo, abbiano il profilo dei denti costruito con epicicli di raggio uguale.

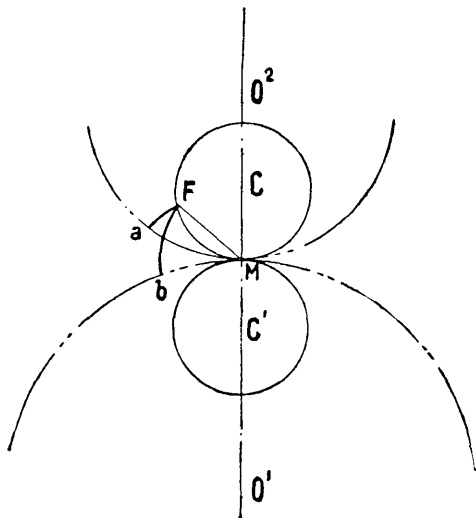



Fig. 9.

Trattandosi di una coppia a cremaliera, poichè il deferente risulta una retta, gli archi di epicicloide e di ipocicloide saranno archi di cicloide.

Metodo delle traiettorie secondarie.

Si considerino i cerchi primitivi di centro O e O_1 tangenti in M (fig. 10). Per questi punti si tracci la retta A comunque inclinata rispetto all'asse O O^1. Con centro in O e O^1 si traccino i circoli B e C tangenti alla retta A,

E' evidente che facendo scorrere questa retta lungo la propria direzione, ad esempio nel senso indicato dalla freccia, essa farà ruotare i cerchi O e O' senza strisciare uno sull'altro, ed il punto M, nel movimento relativo della

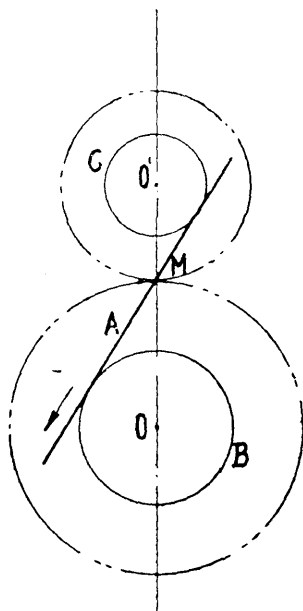



Fig. 10.

retta A rispetto a B, descriverà la sviluppante di tale retta rispetto a tale cerchio ed anche rispetto a C descriverà la sua sviluppante.

Queste due curve hanno sempre un punto comune sulla A che è la normale comune. Due tratti delle curve possono assumersi come profili della dentatura.

Determinazione del profilo cicloidale.

Tracciate le circonferenze primitive di raggio R e R^1 si conducano i cerchi di testa e di base corrispondenti ad esse. Si fissino poi i circoli generatori con i centri sulla O O^1, in modo che siano tangenti in M (fig. 11).

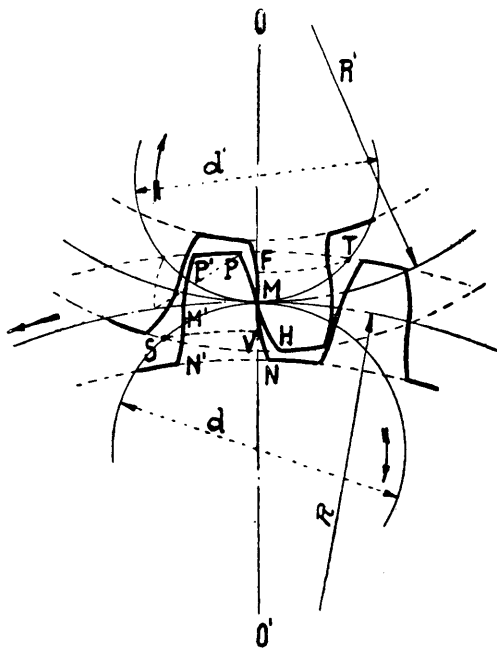



Fig. 11.

I diametri d e d^1 di questi circoli devono essere scelti in relazione ai raggi delle circonferenze primitive nel seguente rapporto:

$d = 4/5 \div 3/4$ R $\qquad\qquad$ $d = 4/5 \div 3/4$ R^1

poichè aumentando troppo d e d^1 si aumenta la durata d'ingranamento, diminuendo la pressione sui denti e nello stesso tempo si diminuisce il contatto d'ingranamento dei fianchi dei denti, ciò che aumenta lo strisciamento causando un maggior attrito. Facendo rotolare il cerchio d internamente alla circonferenza primitiva di R, secondo il senso della freccia, il punto M, come già detto, genera l'ipocicloide MN (fianco del dente) il cercio d^1 invece, rotolando esternamente alla circonferenza R, fa descrivere al punto M l'epicicloide MP (costa del dente). Sulla circonferenza primitiva R si prenda poi un arco MM^1 pari allo spessore del dente e si faccia rotolare i cerchi d e d_1 in senso inverso a quello della freccia, si avrà la curva $N^1M^1P^1$ simmetrica alla NMP. Queste curve limitate dal cerchio di testa e di piede, determinano il profilo del dente. La linea curva SMT costituita dai due archi di cerchi è la linea d'imbocco di ingranamento o d'azione.

Se poi centrando in O^1, con raggio O^1S, si descrive l'arco SV e con centro in O e raggio in OT si descrive l'arco TF, gli archi SV e TF segnano i tratti utilizzati dai profili dei denti durante il loro contatto. Osserviamo che nel punto S, V ed H si toccano e poichè da S ad M l'epicicloide MH è sempre a contatto con la parte di ipocicloide MV, essendo $MH>MV$ avverrà tra essi uno strisciamento di ampiezza $MH-MV$ lo stesso accade nel tratto FT, onde si avrà uno strisciamento di ampiezza $MP-MF$. Ciò provoca un consumo dei denti. Da quanto è stato esposto risulta che la grandezza del circolo di ingranamento influisce sulla forma del dente e sulle sue condizioni di ingranamento. Facendo il diametro d uguale ad R, l'ipocicloide MN diventa una retta ed allora il fianco del dente risulta radiale.

Questo determina un minor spessore del dente alla sua base e quindi una sua minore resistenza.

Ad evitare ciò si raccorda acconciamente il fianco del dente con il cerchio di base. Tale raccordo viene fatto con un raggio che generalmente si tiene 1/6 del modulo.

Per le ruote di assortimento i raggi degli epicicli r ed r^1 corrispondenti ai diametri d e d^1 si tengono:

$$r = r^1 = 2{,}75 \frac{P}{\pi} = \frac{7}{8} p = 0{,}875\ p = 2{,}7475\ M.$$

In questa costruzione, per semplicità di tracciamento, si usano archi di cerchio in luogo delle curve cicliche.

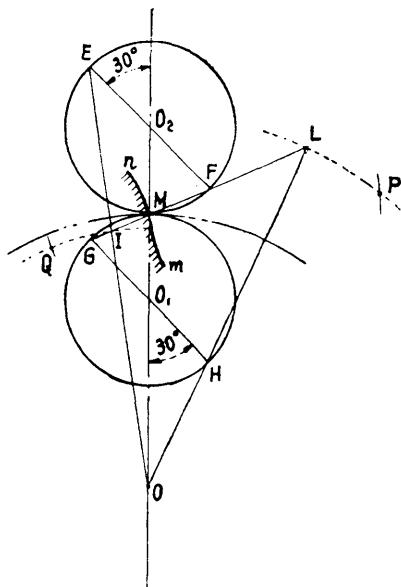



Fig. 12.

Dentatura cicloidale approssimata ad archi di cerchio per ruote di assortimento (costruzione di Willis).

Si traccino gli epicicli di raggio uguale pari a 0,875 *p* tangenti nel punto M della circonferenza primitiva di raggio OM (fig. 12), e si conducano i loro diametri EF e GH inclinati di 30° sulla linea dei centri.

Si conducano quindi OE e OH che taglieranno la GMF nei punti I ed L. Facendo poi centro in O e raggi OI e OL si descrivano due archi di cerchio, indi con centro in M i raggi FI e GL si taglino questi archi nei punti Q e P i quali saranno i centri per tracciare gli archi M*n* M*m* del profilo. Tale profilo sarà limitato dal cerchio di testa e di base secondo le proporzioni già note.

Dentatura cicloidale approssimata ad archi di cerchio per ruote d'assortimento (costruzione di Ortolam).

E' alquanto simile alla costruzione di Willis.

Siano OO^1 la linea dei centri e la circonferenza primitiva di raggio R intersecantesi nel punto M (fig. 13). Da questo punto si conduca la retta AB inclinata di 75° sulla linea dei centri e la normale CD ad essa. Da M si porti sulla CB un segmento ad arbitrio ma inferiore al raggio della ruota più piccola che ingrana e si segnino i punti F e G. Unito O con F e con G, queste congiungenti taglieranno la retta AB nei punti H e I. Con centro in O e raggi OH e OI si descrivano due archi di cerchio i quali saranno il luogo geometrico dei centri delle curve del profilo. Se prendiamo sulla circonferenza primitiva una misura ML uguale allo spessore del dente ed MV uguale al vano, il segmento HL sarà il raggio dell'arco di cerchio che traccerà la costa e il segmento IV quello che traccerà il fianco del dente.

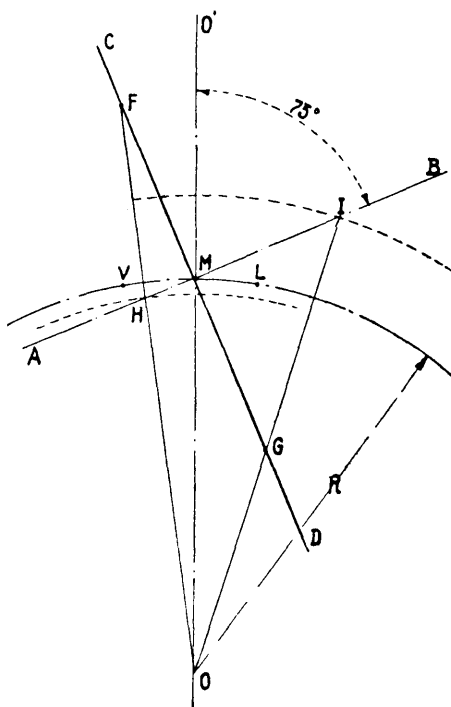



Fig. 13.

Dentatura cicloidale approssimata ad archi di cerchio per ruote non di assortimento.

Si consideri la ruota di circonferenza primitiva R e di centro O.

Centro in O si traccino gli archi di cerchio AA e BB (fig. 14) distanti 2/3 *u* e 2/3 *v* (*u* e *v*, altezza costa e fianco del dente) dalla primitiva, i quali taglieranno

gli epicicli di raggio r e r^1 nei punti C e D. Si sviluppino ora gli archi MC e MD sulla circonferenza primitiva in modo che D venga in D' e C in C'; poi, centro in M e raggi DD' CC' si taglino i cerchi AA e BB nei punti F e G. congiungasi F con D' e G con C'; indi sulla retta

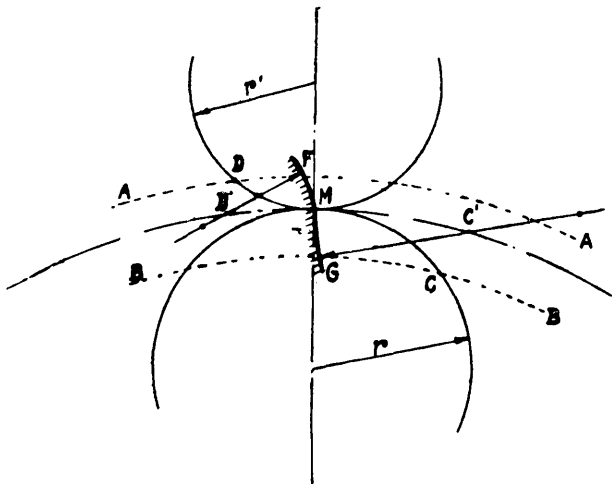



Fig. 14.

FD' si cerchi il centro dell'arco che passi per i punti M e F e sulla retta GC' il centro dell'arco che passi per M e G. La linea ottenuta dal raccordo di questi due archi è il profilo dei denti. Tale profilo, come già detto, sarà limitato dal cerchio di testa e di base. In modo analogo si procede per l'altra ruota.

Casi particolari della dentatura cicloidale.

1° *Caso.* — Si ha quando una delle due circonferenze primitive ha il raggio infinito. In questo caso la circonferenza è una retta ed avviene come se la ruota ingra-

nasse con una cremaliera. Il profilo è dato da un arco di cicloide e di epicicloide. Per la costruzione di tale profilo si traccino le due primitive R e R^1 tangenti in M (fig. 15). Si conducano poi i diametri AB e CD inclinati di 30° sulla linea dei centri.

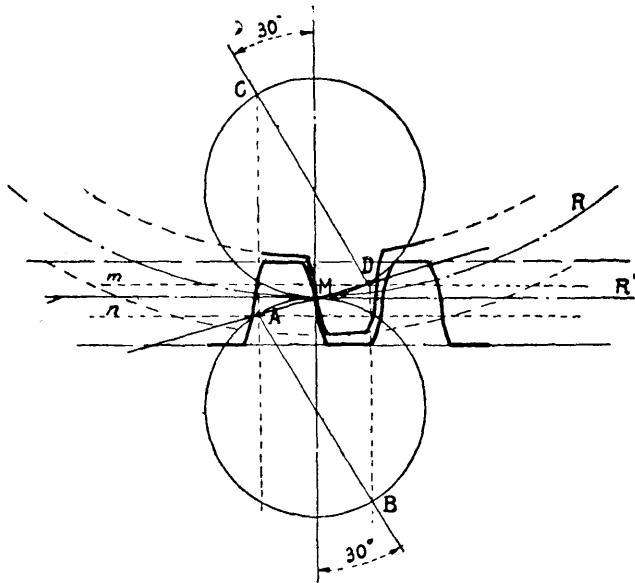



Fig. 15.

Dai punti A e D, i quali sono anche le proiezioni di C e B, si tirino due rette *m* e *n* parallele ad R^1. Queste saranno il luogo dei centri per tracciare i profili con un raggio unico uguale al segmento AD.

2° *Caso.* — E' dato da ruote a dentatura interna. Il profilo è formato con archi di ipocicloide e di pericicloide.

3° *Caso.* — Si ha quando il diametro di uno dei due epicicli è uguale al raggio del circolo su cui rotola. In tal caso il fianco del dente risulta rettilineo.

Minimo numero dei denti delle ruote a profilo cicloidale.

Se R è il raggio della circonferenza primitiva di una ruota a dentatura cicloidale, t il passo, Z il numero dei denti, si avrà:

$$2 \pi R = Z t$$

essendo il raggio di un epiciclo r metà di R, risulta:

$$4 \pi R = Z t$$

e ponendo:

$$r = 0,875 t$$

si ha:

$$4 \pi \times 0,875 t = Z t$$

da cui:

$$Z = 4 \pi \times 0,875 = 11$$

ossia:

La più piccola ruota a profilo cicloidale, avente i fianchi rettilinei, conterrà almeno 11 denti.

Costruzione approssimata a sviluppante (evolvente) di cerchio per ruote di assortimento.

Sia la ruota di circonferenza primitiva R e siano TT e PP (fig. 16) gli archi dei cerchi di testa e di piede. Dal punto M si conduca una retta S inclinata di 75° rispetto alla linea dei centri, e si divida OM in due punti uguali: CO = CM.

Centro in C e raggio CM si descriva un arco che tagli in A l'arco di cerchio tangente ad S in B. Sarà A il centro dell'arco DME; profilo dei denti.

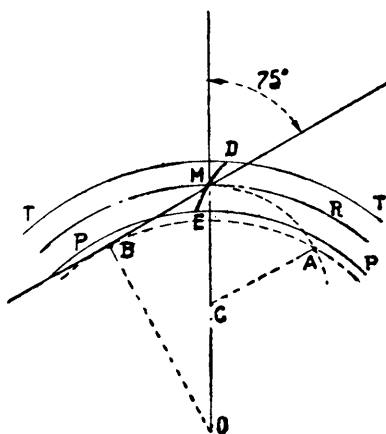



Fig. 16.

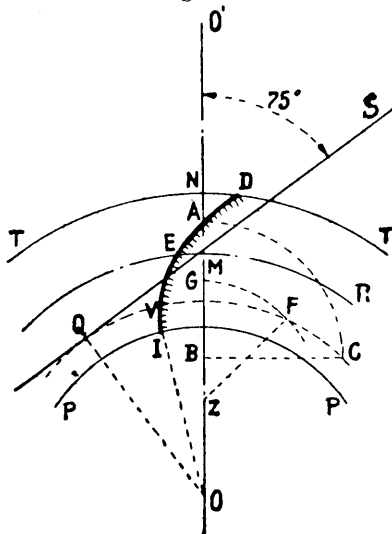



Fig. 17.

Ruote aventi Z<55. — Per il punto M di contatto tra circonferenza primitiva R e linea dei centri OO' (fig. 17), si conduca la retta SQ inclinata di 75° rispetto a OO'. Si tracci l'arco di cerchio di raggio OQ e si divida MN in due parti uguali; MA=AN e si divida anche OA in due parti uguali; OB=BA. Centro in B e raggio BA si descriva l'arco che taglia in C la circonferenza di raggio OQ. C è il centro per descrivere il tratto di profilo DAE. Si prenda quindi MG=2/3 MV e si divida OP in due parti uguali; OZ=ZG. Centro in Z e raggio ZG si descriva l'arco di cerchio che taglia in F il cerchio tangente da S; il raggio FG servirà a tracciare il tratto EV del profilo. Il tratto VI potrà essere radiale.

Casi particolari della dentatura a sviluppante.

1° *Caso.* — Si ha quando uno dei raggi delle due circonferenze primitive assume un valore infinito, allora,

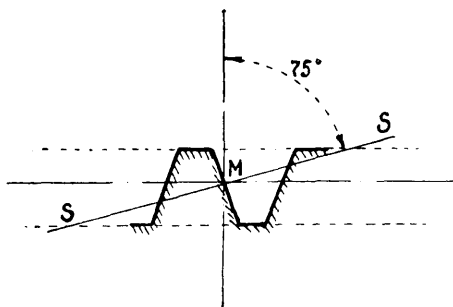



Fig. 18.

come abbiamo già visto, avviene che una ruota diventa una cremaliera. I denti della ruota avranno un profilo curvo, quelli della cremaliera avranno i fianchi rettilinei secondo una normale alla retta SS (fig. 18).

2° *Caso*. — E' il caso degli ingranaggi interni uno all'altro. La retta S (fig. 18), risultata esterna alle due circonferenze primitive, per cui il profilo dei denti interni sarà concavo. La costruzione è la stessa delle ruote esterne. Queste ruote occupano poco spazio, ingranano meglio e sono più silenziose delle altre.

Dentatura normale a sviluppante di cerchio con angolo d'inclinazione di 75° (Odontografo di Grant).

Il metodo di Geo. B. Grant per la costruzione approssimata del profilo a sviluppante è molto diffuso ed adoperato in pratica. Il circolo dei centri, su cui si trovano i centri delle curve del profilo, è tangente alla linea d'azione inclinata di 75°. La distanza di tale circolo da quello primitivo è $= \frac{1}{60}$ del diametro del cerchio primitivo; si troverà quindi tra questo ed il cerchio di base.

Raccordo alla base del centro:

$$r = \frac{M}{6}$$

TABELLA VI.
(Grant).

Per il tracciamento dei denti normali ad evolvente, angolo 75°.

Numero dei denti Z	Raggi C arco testa	Raggi C' arco piede	Numero dei denti Z	Raggi C arco testa	Raggi C' arco piede
	da moltiplicarsi pel modulo			da moltiplicarsi pel modulo	
8	2.10	0.45	28	3.92	2.59
10	2.28	0.69	29	3.99	2.67
11	2.40	0.83	30	4.06	2.76
12	2.51	0.96	31	4.13	2.85
13	2.62	1.09	32	4.20	2.90
14	2.72	1.22	33	4.27	3.01
15	2.82	1.34	34	4.33	3.09
16	2.92	1.46	35	4.39	3.16
17	3.02	1.58	36	4.45	3.23
18	3.12	1.69		C''	
19	3.22	1.79	37- 40	4.20	
20	3.32	1.89	41- 45	4.63	
21	3.41	1.98	46- 51	5.06	
22	3.49	2.06	52- 60	5.74	
23	3.57	2.15	61- 70	6.52	
24	3.64	2.24	71- 90	7.72	
25	3.71	2.33	91-120	9.78	
26	3.78	2.42	121-180	13.38	
27	3.85	2.50	181-360	21.62	

Costruzione dei denti della ruota (fig. 19).

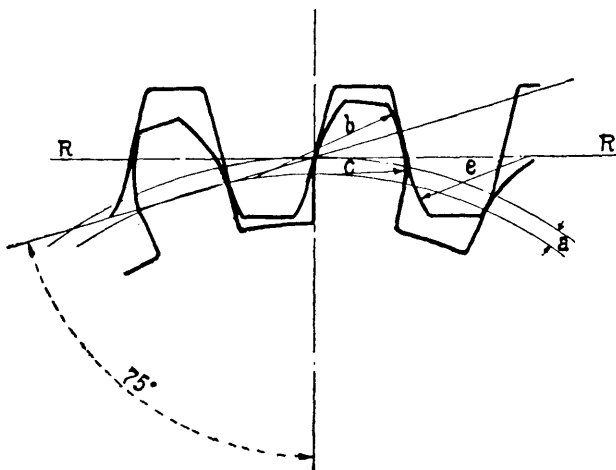



Fig. 19.

Per le ruote fino a 36 denti:
b = raggio per l'arco di testa = C × M.
c = raggio per l'arco di piede = C¹ × M.

Per le ruote oltre 36 denti. — La curva del dente sarà ad un sol centro ed il raggio = C'' × M.

Per la cremaliera. — Il profilo è costituito da una retta inclinata di 15° rispetto alla linea dei centri, la costa deve essere arrotondata con un arco di raggio 2,1 × M il cui raggio trovasi sulla linea primitiva R . R.

Dentature a 67° 30'.

Sono dentature ad evolvente dovute all'Ing. Hurter il quale ha voluto con essere eliminare la parte rettilinea anche nei rocchetti con pochi denti.

Con questa dentatura si è diminuita l'altezza della testa dei denti della ruota maggiore e aumentata quella

dei denti della ruote minore. Per la diminuita inclinazione della linea d'imbocco risulta diminuito lo sforzo utile trasmesso ossia il rendimento dell'ingranaggio.

TABELLA VII. *Per dentatura ad evolvente a* 67° 30.

Distanza fra cilcolo primitivo e circolo dei centri = =0,038 D *p*. I valori S_r, S_R si riferiscono solo alle dentature A (forti rapporti); mentre i raggi valgono per i due tipi A e B.

Per rocchetto. — Raggio della testa al prim. = $C_1 \times$ mod.

Raggio dal prim.: a mezza distanza tra prim. e la base = $C_2 \times$ mod.

Per il resto C_3 = modulo. — Per ruote: Raggio = $C \times$ mod.

Costruzione del dente.

Z	C_3	C_2	C_1	S_r	Z	C_3	C_2	C_1	S_r	S_R
					21	1,8	3	5,4	2,05	
					22	2	3,2	5,6	2,06	
					23	2,3	3,5	6	2,06	
					24	2,5	3,5	6	2,08	
					25	2,6	3,7	6,2	2,09	
6	0,4	0,80	2,3	1,36	**26**	2,8	3,8	6,4	2,10	
7	0,4	0,9	2,5	1,47	**27**	3,1	4,0	6,6	2,11	
8	0,4	1	2,7	1,52	**28**	3,4	4,2	6,8	2,11	
9	0,5	1,2	2,9	1,59	**29**	3,7	4,4	7	2,12	
10	0,5	1,3	3,1	1,65	**30**	4,0	4,6	7,2	2,12	
11	0,6	1,4	3,3	1,69	**31**	4,2	4,7	7,4	2,13	1,96
12	0,6	1,6	3,5	1,73	**32**	4,9		7,6	2,13	1,98
13	0,7	1,7	3,8	1.78	**33**	5,0		7,8	2,14	1,99
14	0,9	1,9	3,9	1,82	**34**	5,2		7,8	2,14	1,99
15	1	2	4,1	1,85	**35**	5,5		7,9	2,16	2,00
16	1,1	2,2	4,4	1,89	**36**	5,8		8,1	2,16	2,01
17	1,2	2,3	4,6	1,93	**37**	5,9		8,2	2,17	2,02
18	1,4	2,5	4,8	1,96	**38**	6,1		8,3	2,17	2,03
19	1,5	2,7	5	1,99	**39**	6,3		8,4	2,18	2,04
20	1,7	2,9	5,2	2,02	**40**	6,6		8,6	2,18	2,05

Per oltre 100 denti C = 0,191 Z

Segue TABELLA VII.

Z	C_2	C_1	Sr	Z	C	Sr	Z	C	Sr
41	6,8	8,8	2,05	**61**	11,7	2,13	**81**	15,4	2,17
42	7	8,9	2,06	**62**	11,8	2,13	**82**	15,7	2,17
43	7,3	9,0	2,06	**63**	12,0	2,14	**83**	15,9	2,17
44	7,6	9,1	2,07	**64**	12,2	2,14	**84**	16	2,17
45	8,0	9,2	2,07	**65**	12,4	2,14	**85**	16,2	2,17
46	8,2	9,3	2,08	**66**	12,6	2,14	**86**	16,4	2,17
47	8,51	9,4	2,08	**67**	12,8	2,14	**87**	16,6	2,17
48	8,9	9,5	2,08	**68**	13,0	2,14	**88**	16,8	2,17
49	9,4	9,6	2,09	**69**	13,2	2,15	**89**	17	2,17
50	9,6		2,09	**70**	13,4	2,15	**90**	17,2	2,17
51	9,7		2,1	**71**	13,6	2,15	**91**	17,4	2,17
52	9,9		2,1	**72**	13,8	2,15	**92**	17,6	2,17
53	10,1		2,1	**73**	13,9	2,15	**93**	17,8	2,17
54	10,3		2,11	**74**	14,1	2,16	**94**	18	2,17
55	10,5		2,11	**75**	14,3	2,16	**95**	18,1	2,18
56	10,7		2,12	**76**	14,5	2,16	**96**	18,3	2,18
57	10,9		2,12	**77**	14,7	2,16	**97**	18,5	2,18
58	11,1		2,12	**78**	14,9	2,16	**98**	18,7	2,18
59	11,3		2,12	**79**	15,1	2,16	**99**	18,9	2,18
60	11,5		2,13	**80**	15,3	2,16	**100**	19,1	2,18

Segue TABELLA VII.

	DENTI LAVORATI				
	tipo A			tipo B	
Modulo M	Rocchetto ar { Spess. dente sul primit:	Ruota ar { Idem	Giuoco	Rocchetto e Ruota Ingr.: quasi uguali Spess.: dente sul prim.	Giuoco
3	5,13	4,22	0,07	4,63	0,16
4	6,84	5,62	0,11	6,18	0,21
5	8,55	7,03	0,12	7,72	0,27
6	10,26	8,43	0,16	9,27	0,31
7	11,97	9,84	0,18	10,81	0‘37
8	13,68	11,25	0,20	12,36	0,41
9	15,59	12,06	0,22	13,90	0,47
10	17,10	14,06	0,25	15,64	0,54
11	18,88	15,47	0,28	16,99	0,58
12	20,52	16,87	0,31	18,53	0,64
13	22,23	18,28	0,33	20,62	0,70
14	23,94	19,69	0,35	21,62	0,74
15	25,65	21,09	0,38	23,17	0,78
16	27,36	22,5	0.40	24,71	0,85
18	80,78	25,31	0,46	27,80	0,95
20	34,20	28,13	0,50	30,89	1,05
22	37,62	30,94	0,55	33,98	1,16
24	41,40	33,75	0,61	37,07	1,26

Segue TABELLA VII.

	DENTI GREGGI				ALTEZZA DENTE TIPO A			
					Rocchetto		Ruota	
Modulo M	Rocchetto ar { Spess. dente sul prim. s = 1,6 m	Ruota ar { Spess. dente sul primit: s = 1,4 m.	Giuoco per tutti gli ingran: = 0,14 m.	Ruote e Rocchetti Ingr, quasi uguali spess. dente = 1,5 M.	Rocchetto Altezza Testa dente I = M	Rocchetto Altezza base dente b = 0,8 M.	Ruota Altezza testa dente t = 38/60 x M.	Ruota Altezza base dente b = 1 1/6 M.
3	4,8	4,2	0,42	4,5	3	2,4	1,9	3,5
4	6,4	5,6	0,57	6	4	3,2	2,5	4,7
5	8,0	7,0	0,71	7,5	5	4	3,2	5,8
6	9,6	8,4	0,85	9	6	4,8	3,8	7
7	11,2	9,8	0,99	10,5	7	5,6	4,4	8,2
8	12,8	11,4	0,93	12	8	6,4	5,1	9,3
9	14,4	12,6	1,27	13,5	9	7,2	5,7	10,5
10	16,0	14,0	1,42	15	10	8	6,3	11,7
11	17,6	15,4	1,56	16.5	11	8,8	7	12,8
12	19,2	16,8	1,70	18	12	9,6	7,6	14
13	20,8	18,2	1,84	19,5	13	10,4	8,2	15,2
14	22,4	19,6	1,98	21	14	11,2	8,9	16,3
15	24,0	21,0	2,12	22,5	15	12	9,5	17,5
16	25,6	22,4	2,27	24	16	12,8	10,1	18,7
18	28,8	25,2	2,55	27	18	14,4	11,4	21
20	32,0	28,0	2,83	30	20	16	12,7	23,3
22	35,2	30,8	3,12	33	22	17,6	13,9	25,7
24	38,4	33,6	3,40	36	24	19,2	15,2	28

Uso delle tabelle.

Siano:

tipo A: ingranaggi con forti rapporti.
tipo B: ingranaggi quasi uguali.

Distanza tra il circolo primitivo e il circolo dei centri: 0,038 Dp.

Oppure il raggio del circolo dei centri:

$$R'' = 0{,}155\ Z \times p.$$

Profilo dei denti del pignone.

Raggio per l'arco dalla testa al circolo primitivo:

$$a = C_1 \times M.$$

Raggio per l'arco a mezza distanza dal primitivo al circolo di base:

$$b = C_2 \times M.$$

Raggio per il rimanente profilo:

$$e = C_3 \times M.$$

Profilo dei denti della ruota.

Raggio per l'intero profilo:

$$r = C \times M.$$

Confronto fra il profilo ad evolvente e quello cicloidale.

Dall'esame dei due profili risulta che il primo ha tanto la costa del dente come il fianco convessi, mentre il secondo ha la costa convessa e il fianco concavo. Da ciò deriva che, nel profilo ad evolvente, si ha una maggior pressione specifica, quindi maggiore attrito, con un più rapido logoramento dei denti. Duque le dentature a profilo cicloidale si consumano meno e tale consumo è più

uniforme. Il profilo cicloidale però richiede un interasse esattissimo ed una difficile lavorazione per il taglio dei denti, ciò che limita l'uso di tale profilo. La dentatura ad evolvente invece presenta il vantaggio di avere i denti di facile lavorazione e molto robusti nella loro sezione pericolosa; di conservare una direzione sempre costante della linea di azione. Due ruote qualsiasi ad evolvente, qualora abbiano il passo uguale, potranno sempre ingranare fra di loro.

L'usura dei denti, come si è detto, è notevolmente minore di quella dei denti cicloidali. Il profilo ad evolvente, tranne che per le ruote interne, non potendo in tal caso descriversi l'evolvente, è quasi sempre preferito al profilo cicloidale.

Calcolo delle ruote dentate cilindriche a denti diritti.

Mutua pressione fra i denti.

La pressione F esercitantesi fra due denti a contatto si scompone nelle due forze P e Q (fig. 20); la prima agente secondo la tangente alla circonferenza primitiva, e sarà questa la forza utile tangenziale trasmessa, l'altra sarà diretta radialmente, verso il centro della ruota, generando attrito e pressione sui cuscini dei supporti. Ben si comprende che per aumentare l'effetto utile e quindi il rendimento dell'ingranaggio, occorre aumentare l'angolo della linea di azione. Tale angolo però non deve sorpassare i 75° e ciò per non avere il fianco dei denti completamente rettilineo.

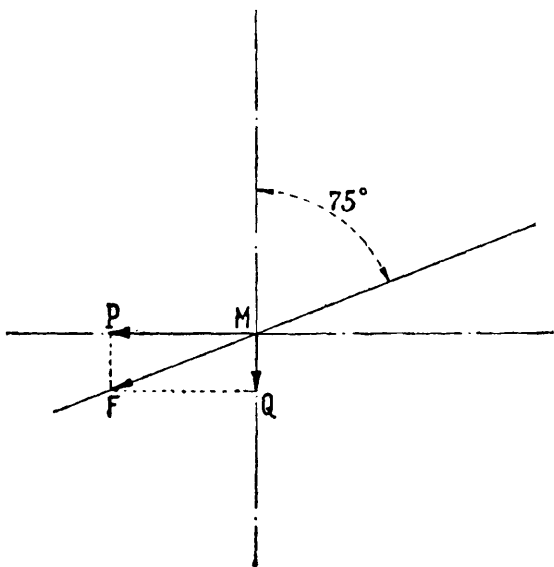



Fig. 20.

Calcolo della dentatura.

Il metodo di calcolo dei denti, più comunemente usato sia in teoria che in pratica, è quello antico che considera la sollecitazione di flessione sul dente indotta alla sua base. Il dente viene quindi considerato come un solido incastrato (mensola parallelepipeda) alla sua base e caricato uniformemente dallo sforzo periferico. Tale sforzo si esercita normalmente su due coppie di denti in presa, ma agli effetti del calcolo, si ritiene che riguardi una coppia sola e di più che sia applicato al filo di testa del dente che si considera (fig. 21).

Queste condizioni di lavoro della dentatura sono puramente ipotetiche, poichè lo sforzo P in realtà è sulla

circonferenza primitiva; è bene però usare tale precauzione e seguire un calcolo in cui vi sia un poco di eccesso di sicurezza.

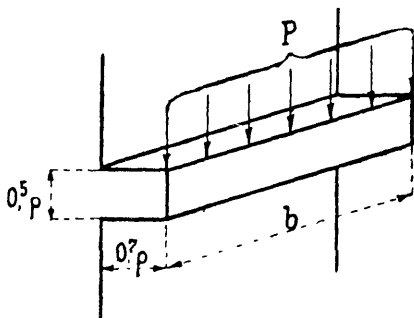



Fig. 21.

Considerando quindi il dente come una mensola incastrata e caricata come si è detto, si avrà che il momento flettente:

$$M_f = P \times 0,7\ p = K\ \frac{(0,5\ p)^2 \times b}{6}$$

da cui si ricava:

$$P = 0,06\ K \times b \times p.$$

Chiamando poi con λ il rapporto $\frac{b}{p}$ si ha:

$$P = 0,06 \times K \times \lambda \times p^2$$

che è l'equazione fondamentale per il calcolo della dentatura.

Ora, per ruote aventi piccola velocità periferica, si può tenere:

per la ghisa $K = 3 \div 3,3$ Kg.-mm.^{2}
per il ferro $K = 6$ Kg.-mm,^{2}

per l'acciaio M S $K = 9 \div 10$ Kg.-mm.^{2}
per il bronzo $K = 3{,}4 \div 4{,}3$ Kg.-mm.^{2}
per il bronzo fosforoso $K = 4{,}8 \div 6$ Kg.-mm.^{2}
per il legno duro $K = 1{,}6 \div 1{,}8$ Kg.-mm.^{2}.

Tenendo invece conto della velocità periferica il carico di sicurezza K diventerà, secondo il Reuleaux:

$$K_v = \frac{10\ K}{V + 11}$$

per cui avremo:

per la ghisa $K_v = \dfrac{34.5}{V + 11}$

per il ferro $K_v = \dfrac{69}{V + 11}$

per l'acciaio $K_v = \dfrac{115}{V + 11}$

per il legno $K_v = \dfrac{34.5}{2\ V + 22}$

I valori di λ saranno invece:

$\lambda = 3 \div 3{,}5$ per $V = 6$ m./sec. e $N = 100$ HP.
$\lambda = 4 \div 4{,}5$ per $V = 6$ m./sec. e $N = 100$ HP.
$\lambda = 6 \div 8$ per speciali condizioni di lavoro.

L'equazione:

$$P = 0{,}06\ K_v \times \lambda \times p^2$$

non è sempre applicabile poichè alcune volte la P è incognita.

Cerchiamo il valore di p dall'equazione del momento torcente:

$$M_t = P \frac{D}{2}$$

infatti:

$$P \frac{D}{2} = 0{,}06 \; K_v \times \lambda \times p^2 \times \frac{D}{2}$$

siccome:

$$\pi \times D = Z \times p.$$

Risolvendo si ha:

$$p = 4{,}7 \sqrt[3]{\frac{M_t}{K_v \times \lambda \times Z}}$$

Esprimendo poi il valore di p in funzione di N, essendo:

$$N = \frac{M_t \times \omega}{1000 \times 75} = \frac{M_t \times 2 \times \pi \; n}{1000 \times 75 \times 10}$$

Ricavando M_t e sostituendolo nella formola precedente, si ha:

$$p = 422 \sqrt[3]{\frac{N}{K_v \times \lambda \times Z \times n}}$$

Formula per il calcolo rapido della sollecitazione unitaria dei denti:

$$\sigma f = \frac{P}{0{,}185 \times M \times b}$$

ove P=sforzo periferico in Kg.
M=modulo;
b=larghezza del dente in mm.

Formule del Reuleaux:

$$b \times p \cong 17 \frac{P}{K}$$

con tale formula, facendo:

$$b=2\ p \text{ (ingranaggi lenti)}$$

si ha:

$$2\ p^2=17\ \frac{P}{K} \quad \text{da cui:} \quad p=2{,}9\ \sqrt{\frac{P}{K}}$$

per ingranaggi veloci:

$$b=2{,}5 \div 3\ p \qquad \text{e} \qquad p=2{,}6 \div 2{,}4\ \sqrt{\frac{P}{K}}$$

per ingranaggi velocissimi:

$$b=3 \div 4\ p \qquad \text{e} \qquad p=2{,}4 \div 2\ \sqrt{\frac{P}{K}}$$

Formula del Pomini:

$$P = \Phi\ M\ b\ \frac{1}{V+10}$$

dalla quale:

$$b \times p = \frac{P \times \pi \times V + 10}{\Phi}$$

in cui:

M = modulo;
V = velocità in m./sec.;
b = larghezza del dente;
Φ = coefficiente dato dalle seguenti tabelle.

TABELLA VIII.

Profili ad evolventi $\alpha = 75^{\circ}$.

Num. denti del Pignone	Rapporti di trasmissione							
	1 : 1	1 : 2	1 : 3	1 : 4	1 : 5	1 : 6	1 : 8	1 : 10
12	2,80	3,40	3,80	4,20	4,36	4,54	4,80	5,00
14	3,20	3,80	4,20	4,60	4,88	5,08	5,40	5,50
16	3,50	4,20	4,64	5,06	5,36	5,58	5,84	6,10
18	3,80	4,40	5,00	5,40	5,76	5,96	6,24	6.44
20	4,20	4,90	5,40	5,90	6,20	6,40	6,68	6,90
24	5,00	5,76	6,30	6,80	7,04	7,30	7,60	7,80
28	5,70	6,40	7,04	7,60	7,88	8,14	8,50	8,64
32	6,40	7,28	7,92	8,40	8,80	9,04	9,40	—
36	7,20	8,10	8,76	9,24	9,60	9,88	—	—
40	7,90	8,84	9,56	10,08	10,44	—	—	—
48	9,60	10,60	11,40	11,90	12,30	—	—	—
60	11,60	12,86	13,76	14,40	—	—	—	—

Profili cicloidali.

Num. denti del Pignone	Rapporti di trasmissione							
	1 : 1	1 : 2	1 : 3	1 : 4	1 : 5	1 : 6	1 : 8	1 : 10
12	2,00	2,16	2,24	2,36	2,40	2,48	2,60	2,70
14	3,00	3,54	3,88	4,20	4,40	4,60	4,90	5,20
16	3,94	4,40	4,80	5,16	5,40	5,60	6,00	6,40
18	4,54	5,12	5,60	6,00	6,22	6,46	6,84	7,20
20	5,12	5,80	6,36	6,80	7,10	7,40	7,74	8,00
24	6,00	6.84	7,50	8,00	8,36	8,60	9,06	9,20
28	6,80	7,70	8,40	8,88	9,28	9,60	10,00	10,00
32	7.40	8,44	9.20	9,76	10,20	10,46	12,80	—
36	8,00	9,10	9,80	10,40	10,80	11,00	—	—
40	8,52	9,68	10,46	11,00	11,40	—	—	—
48	9,60	10,70	11,60	12,00	12,40	—	—	—
60	10,40	11,60	12,46	13,00	—	—	—	—

TABELLA IX.

Per determinare lo sforzo tangenziale P.

Cavalli HP	Velocità *m* al 1''									
	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26
5	47	38	31	27	23	21	19	17	16	14
10	94	75	63	54	47	42	38	34	31	29
15	141	113	94	80	70	63	56	51	47	43
20	188	150	125	107	94	83	75	68	63	58
25	234	188	156	134	117	104	94	85	78	72
30	281	225	188	161	141	125	113	102	94	87
35	328	263	219	188	164	146	131	119	109	101
40	375	300	250	214	188	167	150	136	125	115
45	422	338	281	241	211	188	169	153	141	130
50	469	375	313	268	234	208	188	170	156	144
55	516	413	344	295	258	229	206	188	172	159
60	562	450	375	321	281	250	225	205	183	173
65	609	488	406	348	305	271	244	222	203	188
70	656	525	438	375	328	292	263	239	219	202
75	703	563	469	402	352	313	281	256	234	216
80	750	600	500	429	375	333	300	273	250	230
85	797	638	531	455	398	354	319	290	266	245
90	844	675	563	482	422	375	338	307	281	260
95	891	713	594	509	445	396	356	324	297	274
100	938	750	625	536	469	417	375	341	313	288
110	1031	825	688	589	516	458	413	375	344	317
120	1125	900	750	643	562	500	450	409	375	346
130	1219	975	813	696	609	542	488	443	406	375
140	1312	1050	875	750	656	583	525	477	438	404
150	1406	1125	938	804	703	625	563	511	469	433
160	1501	1200	1000	858	750	667	600	546	500	461
170	1594	1275	1063	911	797	708	638	580	531	490
180	1688	1350	1125	964	844	750	675	614	563	519
190	1781	1425	1188	1018	891	792	713	648	594	548
200	1875	1500	1250	1071	938	833	750	682	625	577
220	2062	1650	1375	1179	1031	917	825	750	688	635
240	2250	1800	1500	1286	1125	1000	900	818	750	692
260	2438	1950	1625	1393	1219	1083	975	836	813	750
280	2625	2100	1750	1500	1312	1167	1050	954	875	808
300	2812	2250	1875	1607	1406	1250	1125	1023	938	865

Equazione generale di un ingranaggio.

Il numero dei denti Z e z è direttamente proporzionale ai raggi primitivi R e r e ai momenti di potenza M e m; mentre è inversamente proporzionale al numero dei giri n e N e alle velocità angolari ω e Ω; ossia:

$$\frac{Z}{z} = \frac{R}{r} = \frac{n}{N} = \frac{M}{m} = \frac{\omega}{\Omega}$$

Per la determinazione di una coppia di ingranaggi necessita sapere: la distanza fra gli assi delle ruote, il numero dei giri, di ogni ruota, compiuti al 1', lo sforzo che i due ingranaggi si devono trasmettere.

Chiamando con $\triangle$ l'interasse e ricordando che:

$$R : r = n : N = \omega : \Omega$$

componendo si avrà:

$$R : R+r = n : N+n$$

e poichè $R+r=\triangle$

risulta:

$$R : \triangle = n : n+N$$

da cui:

$$R = \triangle \frac{n}{n+N} \qquad \text{ed} \qquad r = \triangle - R.$$

Siccome le due ruote hanno lo stesso passo p, il loro numero di denti sarà dato:

$$Z = \frac{2\pi R}{p} \qquad z = \frac{2\pi r}{p}$$

Sforzo periferico. — Come abbiamo già detto, tale sforzo è dato dalla pressione, misurata in Kg., che il den-

te della ruota conduttrice esercita su tutta la lunghezza del dente della ruota condotta allorquando queste due ruote si trasmettono il movimento vincendo una data resistenza.

A volte la potenza che un ingranaggio deve trasmettere è espressa in HP., ed allora per dedurre lo sforzo P in Kg. basterà ricordare che:

$$N \times 75 = P \times V$$

da cui:

$$P = \frac{75\ N}{V}$$

e poichè:

$$V = \frac{2\ \pi\ R \times n}{60} = \frac{\pi\, R \times n}{30}$$

si avrà:

$$N \times 75 = P \times \frac{\pi\ R \times n}{30}$$

ed ancora:

$$P = 716\ \frac{N}{R \times n}$$

Ricerca del modulo M.

Dalla formula esposta:

$$b \times p \cong 17\ \frac{P}{K}$$

poichè:

$$p = M \times \pi$$

si avrà:

$$M = 5{,}4\ \frac{P}{K \times b}$$

siccome b può essere da $8 \div 12$ M secondo la minore o maggiore velocità, facendo:

$$b = x\ M$$

sarà:

$$M = \sqrt{\frac{5{,}4\ P}{K \times x}}$$

questa formula è approssimativa ma molto pratica per la ricerca del modulo.

per $b = 12$ M $\qquad M = \sqrt{\frac{P}{2{,}2\ K}}$

$b = 11$ M $\qquad M = \sqrt{\frac{P}{2\ K}}$

$b = 10$ M $\qquad M = \sqrt{\frac{P}{1{,}8\ K}}$

$b = 9$ M $\qquad M = \sqrt{\frac{P}{1{,}6}}$

$b = 8$ M $\qquad M = \sqrt{\frac{P}{1{,}4\ K}}$

Tale valore di M dovrà essere arrotondato in eccesso fino ad eguagliarlo ai valori stabiliti dalla tabella dei moduli. Ordinariamente non si superano i valori di M=50 massimo e M=2 minimo.

Materiali di costruzione e velocità degli ingranaggi.

Secondo il Pomini:

Ghisa su ghisa per $V \leq 5 \div 6$ m. al 1";
Pignone di cuoio e ruota di ghisa per $V \leq 15$ m./sec.

Il pignone di cuoio è sempre preferibile per velocità in cui $V > 3 \div 4$ m./sec.

Dentatura ghisa-legno per $V \leq 15 \div 18$ m. 1".
Ruote elicoidali doppie (spina di pesce) per $V \leq 25 \div 28$ m./sec.

Rendimento o effetto utile.

Per una coppia d'ingranaggi $\mu = \frac{1}{1,12}$

» due coppie d'ingranaggi $\mu = \frac{1}{1,12^2}$

» tre coppie d'ingranaggi $\mu = \frac{1}{1,13^3}$

ecc.

Note pratiche d'officina sul calcolo degli ingranaggi diritti a passo modulare.

Riferendoci alle notazioni già stabilite, ossia chiamando con *b* la larghezza del dente, *s* il suo spessore si avrà:

Larghezza del dente b:

per ingranaggi lavoranti raramente = 6 × M;
per ingranaggi normali di rinvio = fino a 10 × M;
per ingranaggi che devono trasmettere grande forza = 10 fino a 15 × M.

Spessore del dente s:

per denti fusi = 19/40 *p;*
per denti piallati o fresati = 1/2 *p;*
per ingranaggi a denti riportati, con denti in ferro = 16/40 *p*, con denti in legno = 23/40 *p*.

Testa del dente = modulo.
Base del dente × 1,16 × modulo.
Velocità periferica per minuto secondo in metri

$$v = \frac{D_p \times \pi \times p}{60 \times 1000} = \frac{D_p \times p \times 0,524}{10000}$$

I seguenti valori danno una base approssimativa delle velocità periferiche ammissibili. Questi valori sono sempre in relazione alle proporzioni nonchè alla forma della dentatura scelta ed alla esecuzione, di maniera che non è possibile di poter indicare valori fissi.

Velocità periferiche degli ingranaggi.

Genere delle ruote	Le due ruote in ghisa	Met. Delta e bronzo su ghisa o acciaio	Cuoio duro o fibra su ghisa o acciaio
	Velocità periferica in metri per minuto secondo		
Ingranaggi diritti o conici	4-5	8 9	10-13
Rinvio a vite perpetua	massimo 3 - 4		—

Pressione sul dente in Kg. $p = \frac{75 \times N}{V} \quad s \times l \times C$

v in metri per minuto secondo	0,3	0,5	1	2	3	4	5	6
	Valori di C							
Ghisa e cuoio duro	58	54	52	48	45	42	40	36
Bronzo	102	95	91	84	79	74	70	63
Acciaio fuso . . .	116	108	104	96	90	84	80	72
Acciaio S. M. . .	174	162	156	144	135	126	120	108
Legno di faggio .	23	21,6	20,8	19	18	16,8	16	14,4

v in metri per minuto secondo	7	8	9	10	11	12	13-16
	Valori di C						
Ghisa e cuoio duro	34	33	31	30	28	27	26
Bronzo	60	58	54	52	49	47	45
Acciaio fuso . . .	68	66	62	60	56	54	52
Acciaio S. M. . .	102	99	93	90	84	81	78
Legno di faggio .	13,6	13,2	12,4	12	11,2	10,8	10,4

TABELLA X. *Valore della pressione P.*

MODULO =	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
v in metri per minuto secondo	Pressione ammissibile P in kg. per ruote di ghisa														
0,3	9	38	82	155	230	328	447	590	739	912	1102	1317	1537	1787	1972
0,5	9	34	77	136	215	306	424	550	688	849	1026	1226	1431	1663	1870
1	8	33	75	131	203	295	400	520	662	817	988	1180	1378	1602	1768
2	8	30	69	121	187	272	370	480	611	754	912	1090	1272	1479	1632
3	7	28	65	114	176	255	347	450	573	707	855	1022	1193	1386	1530
4	7	27	60	106	164	238	324	420	535	660	798	954	1113	1294	1428
5	6	25	57	101	156	227	308	400	509	629	760	908	1060	1232	1360
6	6	23	52	91	141	204	278	360	458	566	684	817	954	1109	1224
7	6	22	49	88	134	193	262	340	433	534	640	772	901	1047	1156
8	5	21	47	83	130	187	254	330	420	519	627	749	875	1017	1122
9	5	20	45	78	122	176	239	310	395	487	589	704	822	955	1054
10	5	19	43	76	118	170	231	300	382	472	570	681	795	924	1020
11	5	18	40	71	110	159	216	280	357	440	532	636	741	863	952
12	4	17	39	68	105	153	208	270	314	424	513	613	716	832	918
13-16	4	17	37	66	102	147	200	260	331	429	494	590	689	800	884

Per ruote in bronzo questi valori devono essere moltiplicati per 1,75; per ruote in acciaio fuso moltiplicati per 2 e per ruote in acciaio fucinato S. M. moltiplicati per 3.

Forza trasmessa in cavalli (HP.) $N = \frac{p \times v}{75}$

Forma del dente. — La forma del dente può essere a sviluppante di cerchio (evolvente) oppure epicicloidale.

Per gli ingranaggi lavoranti continuamente ed a forte velocità, va preferita la forma del dente epicicloidale, mentre per gli ingranaggi che devono trasmettere grande forza e giranti a media velocità, la forma a sviluppante di cerchio, perchè quest'ultima ha la base del dente larga. La dentatura a sviluppante di cerchio permette inoltre di poter spostare leggermente gli assi dei due ingranaggi, senza che per questo sia pregiudicata la perfezione di ingranamento. La dentatura a sviluppante di cerchio è anche la più usata per la sua facilità di esecuzione.

Ruote cilindriche elicoidali.

Sappiamo che «in ogni sistema di ingranaggi l'arco di azione deve essere maggiore del passo» e che «la resistenza di attrito nelle ruote dentate è proporzionale all'arco di azione e quindi alla durata di ingranamento.

Da tutto ciò risulta che per potere diminuire l'attrito occorre diminuire l'arco di azione; ma per poter far ciò, senza ridurre il passo, è necessario adottare un dente elicoidale.

L'asse di tale dente assume la forma di un'elica cilindrica avente per base la circonferenza primitiva ed una certa inclinazione rispetto al piano medio della ruota. Si ha quindi che il dente forma, con l'asse della ruota, un angolo α (fig. 22). E' ovvio che le due ruote accoppiate dovranno avere i denti ad elica destra e sinistra.

Le ruote a denti elicoidali sono chiamate anche ruote senza attrito e quindi sono molto usate nelle trasmissioni. Vi è però un'inconveniente in queste ruote, come mostra la figura 22. Lo sforzo P, essendo normale al dente, si

decompone in due forze N e S, una nel senso di rotazione dell'ingranaggio, l'altra parallela all'asse dell'albero.

La prima determina lo sforzo utile, la seconda una pressione sui cuscinetti dell'albero, spinta assiale, poi-

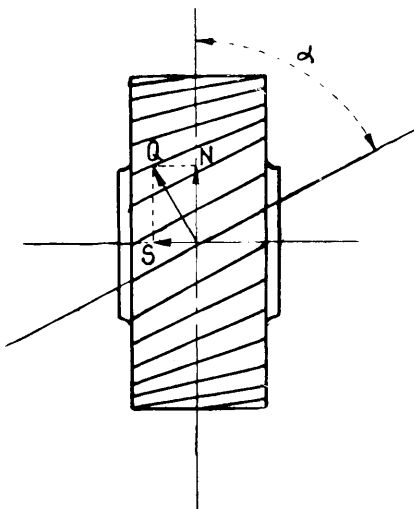



Fig. 22.

chè quest'ultima non si utilizza ed anzi non fa che aumentare le resistenze passive, è necessario limitare l'angolo di inclinazione del dente e non superare i 20°.

La spinta assiale può essere eliminata completamente accoppiamento due ruote elicoidali con denti ad inclinazione opposta (fig. 23). E' ovvio che, con tale disposizione, i due sforzi obliqui PP avranno la loro risultante nel senso del movimento e nessun sforzo andrà perduto. Tali ruote sono chiamate « a freccia » oppure « a spina di pesce » o a chevrons.

Queste ruote si costruiscono o riunendo due ingranaggi elicoidali semplici o facendole di un sol pezzo a denti sfalsati, ma in questo modo si hanno pressioni assiali

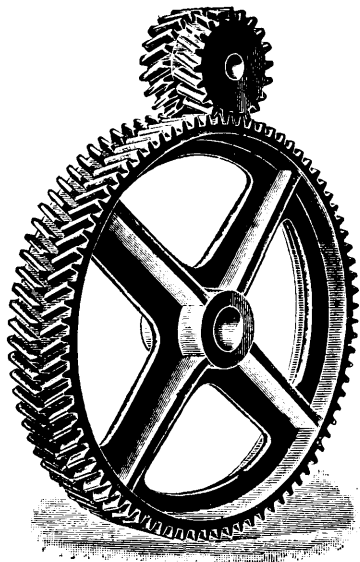



Fig. 23.

alternate, oppure lavorando la dentatura simmetrica mediante una fresa a bottone.

Queste dentature bi-elicoidali si distinguono:

a) dentature di forza;

b) dentature di lavoro.

Le prime trasmettono, a piccola e media velocità, uno sforzo grandissimo, le seconde corrono a circa 35 m./sec. trasmettendo migliaia di cavalli.

Si possono costruire anche ruote elicoidali ad assi ortogonali, i denti delle quali avranno una inclinazione di 45°. Il loro impiego però è solo limitato a casi speciali.

Calcolo degli ingranaggi con denti elicoidali

Si convenga:

P_n=passo normale oppure passo dell'utensile (fresa);

P_c e P_c^1=passo frontale delle due ruote; o passo apparente;

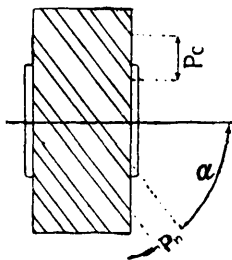



Fig. 24.

Z e z=numero dei denti delle due ruote;

D_p e d_p=diametro della circonferenza primitiva delle due ruote;

D_e e d_e=diametro esterno delle due ruote;

α_1 e α_2=angolo d'inclinazione dei denti in relazione agli assi (inclinazione dell'elica del dente);

β=angolo d'inclinazione formato dagli assi.

Si avrà quindi:

$$P_n = P_c \times \cos \alpha_1 = P_c^1 \times \cos \alpha_2.$$

Passo apparente:

$$P_c = \frac{P_n}{\cos \alpha_1}; \qquad P_c' = \frac{P_n}{\cos \alpha_2};$$

Numero dei denti:

$$Z = \frac{D_p \times \pi}{P_c}; \qquad z = \frac{d_p \times \pi}{P_c'};$$

Diametro della circonferenza primitiva:

$$D_p = \frac{Z \times P_c}{\pi} ; \qquad d_p = \frac{z \times P_{c'}}{\pi} ;$$

Diametro esterno:

$$D_e = D_p + 2 \times \frac{P_n}{\pi} ; \qquad d_e = d_p + 2 \times \frac{P_n}{\pi} ;$$

$$\beta = \alpha_1 + \alpha_2 \qquad \alpha_1 = \beta - \alpha_2 \qquad \alpha_2 = \beta - \alpha_1 .$$

Distanza fra gli assi.

$$\frac{D_p + d_p}{2}$$

Frese. — Allorchè si voglia adoperare delle frese normali per ingranaggi diritti per tagliare ingranaggi elicoidali, si scelga il passo circolare o quello apparente, di modo che il passo normale abbia a corrispondere ad un passo a modulo. La fresa deve essere quindi stabilita non più per il numero dei denti della ruota elicoidale, bensì per quelli di un ingranaggio diritto di modulo normale.

Sia:

M = modulo della fresa = modulo normale;

M_a = modulo del passo circolare o apparente;

D_f, Z_f = diametro primitivo e numero dei denti per la determinazione della fresa.

Si avrà: $M = M_a \times \cos \alpha$

$$M_a \frac{D_p}{\pi} = \frac{M}{\cos \alpha}$$

Tipi di ruote elicoidali.

$$D_f = \frac{D_p}{2 \times \cos_2 \alpha} \qquad Z_f = \frac{Z}{\cos_2 \alpha}$$

a) Per assi incrociati. — Riesce vantaggioso adoperare alte velocità periferiche e leggere pressioni sui denti; allorchè gli assi sono disposti a 90°, le eliche devono

avere entrambe passo verso destra oppure verso sinistra, e la somma dei loro angoli dovrà essere di 90°; il senso di rotazione viene determinato dal senso dell'elica stessa. Soltanto gli ingranaggi aventi l'elica di 45° di passo, hanno un numero di giri determinato dal rapporto del diametro degli ingranaggi. In tutti gli altri casi il rapporto della velocità dipende dal numero dei denti. Per ingranaggi di uguale diametro possono essere di conseguenza calcolati secondo la tabella sottostante che indica anche i relativi angoli di inclinazione.

Rapporto di velocità per le ruote di uguale diametro	Angolo d'inclinazione	
	α_1 ruota con piccolo numero di denti	α_2 ruota con grande numero di denti
1 : 2	63° 26'	26° 34'
1 : 3	71° 34'	18° 26'
1 : 4	75° 58'	14° 2

La ruota avente l'angolo d'inclinazione più grande deve essere sempre quella motrice.

b) Per assi paralleli. — Indicati per trasmettere forza in modo particolarmente uniforme e leggera. Gli angoli d'inclinazione di due ruote lavoranti assieme hanno senso contrario, e cioè una ruota a destra e l'altra a sinistra.

Il passo normale P_n e gli angoli d'inclinazione, devono essere uguali.

Equazione di resistenza:

$$P = 0{,}12\ K \times b \times p \text{ sen } \alpha$$

per ruote di forza:

$$\alpha = 55° \div 65°$$

per ruote di lavoro:

$$\alpha = 67° \div 70°.$$

Ruote dentate coniche.

Nel caso in cui debbasi trasmettere il movimento fra due assi concorrenti, oltre alle ruote coniche di attrito, come abbiamo veduto, si usano più generalmente ed efficacemente due ruote coniche aventi il vertice comune.
Tracciato di Tredgold.

Dati gli assi concorrenti che si debbono trasmettere il moto con un dato rapporto Ω ω di velocità angolari, si determinano i coni primitivi nel modo già visto, cioè la diagonale VC del parallelogrammo VACB sarà la generatrice di contatto e VDE e VDF i due coni primitivi (fig. 25).

Condotta da D una perpendicolare alla VC fino ad incontrare i due assi VY e VX in G e in H; queste due rette DG e DH; se accompagnano la rotazione di VD per formare i coni primitivi, generano altri due coni coi vertici in G ed H, aventi la base comune con i primi; essi vengono chiamati coni complementari e godono della proprietà di avere sempre la generatrice che passa per D in linea retta. Vuol dire che se si sviluppano le superfici dei due coni complementari sul piano condotto per HG perpendicolarmente alla VD, si otterranno due settori circolari. Queste sviluppate possono considerarsi come le circonferenze primitive di due ruote cilindriche piane, che vengono dette « ruote ausiliarie ».

Con una delle costruzioni precedentemente dette si traccia la dentatura di queste ruote ausiliarie di modo che il passo entri un numero intero di volte in ambo gli archi dei settori.

Dai punti *a*, *b* e *a' b'*, punti che limitano sulla HG l'altezza e la base dei denti delle due ruote, si tirino le parallele alla DE e DF, ottenendo le proiezioni dei cerchi

di testa e di base delle ruote ausiliarie quando esse saranno ravvolte a posto.

Per disegnare i denti si proiettano i cerchi *bb, aa, b'b', a'a'* di base e di testa delle due ruote su di un piano

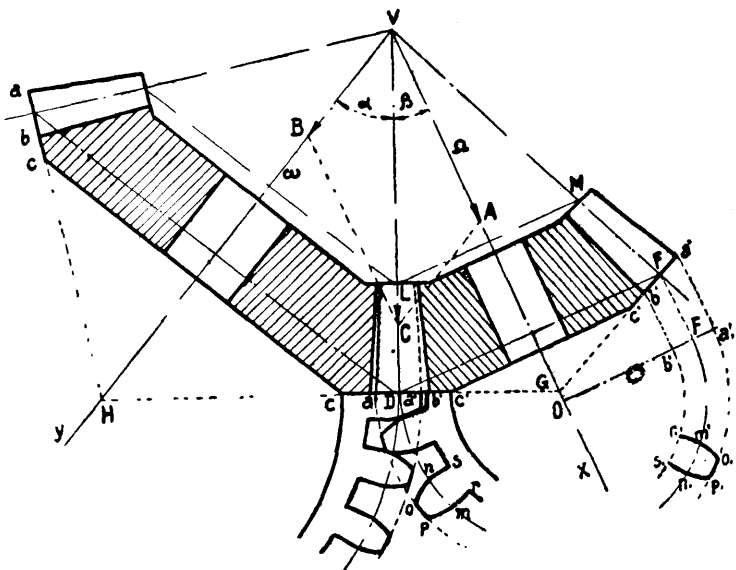



Fig. 25.

orizzontale. Considerando la ruota VFD, siano i cerchi di centro O e di raggio $Oa'_1 = oa'$ e $Ob'_1 = ob'$ tali proiezioni, su di essi si portano in vera grandezza lo spessore del dente alla radice $r_1s_1 = rs$; sulla circonferenza primitiva $m_1n_1 = mn$ e infine sul cerchio di testa $o_1p_1 = op$; tali dimensioni trovandosi su piani paralleli al piano di proiezione si proiettano in vera grandezza, si disegnano così nella vista orizzontale tutti i denti che poi si proiettano

verticalmente per punti sui rispettivi cerchi tracciati sui coni complementari.

La figura dei denti superiori KL LM si ricava facilmente da quella dei denti inferiori essendo tutti i punti corrispondenti allineati al comune polo V.

Calcolo della ruote dentate coniche a denti diritti.

Alle ruote dentate coniche si assegna il carico corrispondente a ruote cilindriche aventi uguale lunghezza e numero dei denti ed il diametro primitivo uguale alla media aritmetica di quelli dei due profili.

Ne consegue che il calcolo dei denti risulta identico a quello delle ruote dentate cilindriche.

Calcolo degli ingranaggi conici con passo a base di modulo (fig. 26).

Siano:

M=modulo$=\frac{P}{\eta}$; P=passo$=\eta \times M$;
D_p; d_p=diametro della circonferenza primitiva delle ruote;
D_e; d_e=diametro della circonferenza esterna delle ruote;
Z; z=numero dei denti delle ruote;
α_1 α_2=angolo al vertice dei coni primitivi;
β_1 β_2=angoli della testa del dente delle ruote;
D_i; d_i=diametro primitivo immaginario delle ruote per la determinazione della fresa;
Z_i; z_i=numero immaginario dei denti delle ruote per la determinazione delle fresa.

Si avrà quindi:

$$M = \frac{P}{\eta} = \frac{D_p}{Z} = \frac{d_p}{\eta}$$

passo:

$$P = \eta \times M$$

diametro della circonferenza primitiva:

$$D_p = Z \times M \qquad d_p = Z \times M$$

diametro della circonferenza esterna:

$$D_e = 2 \times M \times \cos \alpha_1 + D_p \qquad d_e = 2 \times M \times \cos \alpha_2 + d_p.$$

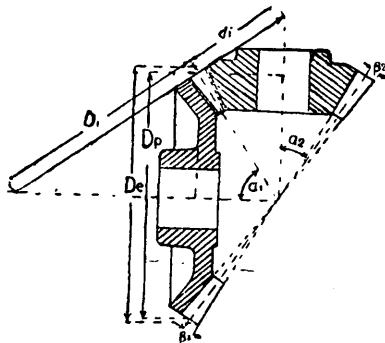



Fig. 26.

Numero dei denti:

$$Z = \frac{D_p}{M}; \qquad z = \frac{d_p}{M}$$

angoli al vertice:

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = \frac{D_p}{d_p} = \frac{Z}{z}; \qquad \operatorname{tg} \alpha_2 = \frac{d_p}{D_p} = \frac{z}{Z};$$

angolo della testa del dente:

$$\operatorname{tg} \beta_1 = \frac{2 \times \text{seno } \alpha_1}{Z}; \qquad \operatorname{tg} \beta_2 = \frac{2 \times \text{seno } \alpha_2}{z};$$

La larghezza, lo spessore e l'altezza del dente vengono calcolati come per gli ingranaggi diritti.

In luogo dei valori anzidetti per determinare il massimo diametro della circonferenza primitiva delle ruote,

si potrebbero ottenere teoricamente dei valori più precisi per il diametro medio primitivo. Si ha quindi il passo esterno $P_e = P_m + \frac{P_m}{R_m} \times \frac{l}{2}$ (R_m=distanza fra la mezzaria della larghezza del dente fino al punto dove gli assi delle ruote si tagliano, P_m passo o divisione media e l=larghezza del dente).

Il numero dei denti delle ruote per la determinazione delle frese viene calcolato nel modo seguente:

$$D_i = \frac{D_p}{\cos \alpha_1}; \qquad d_i = \frac{d_p}{\cos \alpha_2};$$

$$Z_i = \frac{D_i}{M} = \frac{Z}{\cos \alpha_1}; \qquad z_i = \frac{d_i}{M} = \frac{z}{\cos \alpha_2};$$

Le frese vanno scelte in relazione al numero trovato dei denti Z_i rispettivamente z_i come le tabelle seguenti:

Serie di frese per ingranaggi.
Serie di otto pezzi per divisioni fino al modulo 9.

Fresa No.	1	2	3	4	5
No. dei denti delle ruote	12-13	14-16	17-20	21-25	26-34

Fresa No.	6	7	8
No. dei denti delle ruote	35-54	55-134	135 fino alla cremag.

Serie di quindici pezzi
per divisioni superiori al modulo 9.

Fresa No.	1	$1^1/_2$	2	$2^1/_2$	3	$3^1/_2$	4	$4^1/_2$
No. dei denti delle ruote	12	13	14	15-16	17-18	19-20	21-22	23 25
Fresa No.	5	$5^1/_2$	6	$6^1/_2$	7	$7^1/_2$	8	
No dei denti delle ruote	26-29	30-34	35-41	42-54	55-79	80-134	135 fino alla cremagliera	

Ingranaggi a vite perpetua.

Servono a trasmettere il movimento fra due assi sghembi perpendicolari fra di loro. In questo caso però anzichè avere una coppia speciale di ruote elicoidali, abbiamo una vite senza fine ed una ruota dentata elicoidale. Qui però accade che le superfici opponentisi sono poco combacianti e da ciò deriva un rendimento poco elevato ed una non lunga durata di tale meccanismo. Tale rendimento praticamente oscilla dal 30 % al 70 %. La vite senza fine si usa quindi in special modo negli apparecchi di sollevamento. I pregi della vite perpetua, oltre a quello di poter essere irreversibile, sono la continuità d'imbocco e la dolcezza di funzionamento.

Relazioni fra i principali elementi della vite perpetua.

Chiameremo con:

P = pressione tra filetti e denti (in Kg.);
M_m = momento motore;
M_r = momento resistente;
η = rendimento meccanico;
$\frac{\omega}{\Omega} = \frac{Z}{i} = \frac{n}{N}$ rapporto delle velocità angolari;

p = passo della ruota;
p_v = passo della vite;
tg α = inclinazione dei filetti;
V = velocità primitiva della vite;
V_1 = velocità primitiva della ruota;

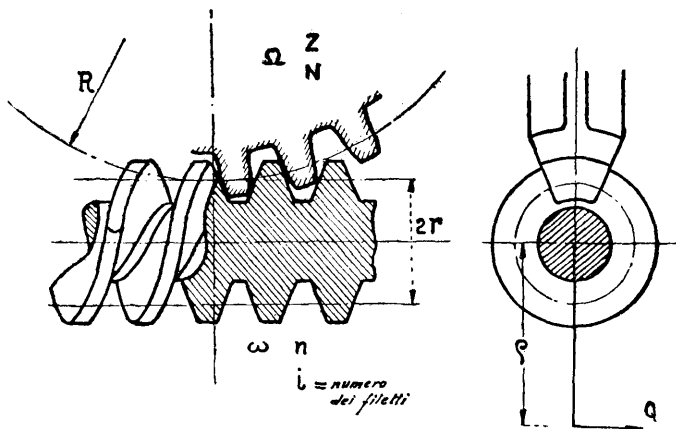



Fig. 27.

M = modulo della vite e ruota;
L = lunghezza della vite;
l = larghezza della ruota;
d_e = diametro esterno della vite;
d_p = diametro primitivo della vite;
d_i = diametro del nocciolo della vite;
D_e = diametro esterno della ruota;
D_p = diametro primitivo della ruota;
D_i = diametro interno della ruota;
h = profondità dei filetti;
i = numero dei filetti;
Z = numero dei denti della ruota;
y = costante.

Per la ruota elicoidale si avrà:

$$M = \frac{p}{\pi} \qquad p = \pi\, M = \frac{D_p \times \pi}{Z}$$

$$D_p = Z \times M = Z \times \frac{p}{\pi}$$

$$D_e = (Z+2) \times M = (Z+2) \times \frac{p}{\pi}$$

$$L = 10 \times d_i \times \text{sen}\left(\frac{\alpha}{i} + y\right).$$

Il valore di y si ricava come appresso:

Numero dei denti Z .	30	40	50	60	70	80
Valori di y	25'	45'	55'	1°7'	1°20'	1°25'

Per la vite perpetua si avrà:

$$M = \frac{p}{\pi} \qquad p_v = p \times 1$$

$$\text{tg}\,\alpha = \frac{p}{d_p \times \pi} = \frac{p \times i}{d_p \times \pi}$$

$$h = 2{,}166 \text{ M.}$$

Spessore del dente=vano del dente.

$d_p = \begin{cases} d_e - (2 \times M) & \text{per un numero di filetti per 1''} \quad i = 1 \\ d_e - (2 \times M \cos\alpha) & \text{» » »} \quad i > 1 \end{cases}$

$d_e = \begin{cases} d_p + (2\ M) & \text{» » »} \quad i = 1 \\ d_p + (2\ M \cos\alpha) & \text{» » »} \quad i > 1 \end{cases}$

$d_i = \begin{cases} d_p - (2{,}33 \times M) & \text{» » »} \quad i = 1 \\ d_p - (2{,}33 \times M \cos\alpha) & \text{» » »} \quad i > 1 \end{cases}$

$$L = \frac{p}{\pi} \times \Phi$$

Numero dei denti della ruota elicoidale . .	fino 20	21-30	31-40	41-50	51-60	61-70
Lunghezza della vite perpetua $= \frac{P}{\pi} \times$	10	$11^{1}/_{2}$	13	$14^{1}/_{2}$	16	$17^{1}/_{2}$
Numero dei denti della ruota elicoidale . .	71-80	81-90	91-100	101-110	111-120	
Lunghezza della vite perpetua $= \frac{P}{\pi} \times$	19	$20^{1}/_{2}$	22	$23^{1}/_{2}$	25	

Avremo inoltre le seguenti relazioni:

$$M_m = Q \times \rho \quad \text{Kg.-cm.}$$

$$M_r = P \times R \quad \text{Kg.-cm.}$$

$$\eta = \frac{P \times R}{Q \times \rho}$$

Facendo il conguaglio dei momenti torcenti:

$$M_r = \eta_v \, M_m \frac{n}{N}$$

$$M_r = \eta_v \, M_m \frac{Z}{i}$$

da cui:

$$\frac{Z}{i} = \frac{M_r}{\eta_v \, M_m}$$

$$p = \frac{2 \pi R}{Z} \text{ cm.} \qquad p_v = i \times p \text{ cm.}$$

$$\text{tg}\, \alpha = \frac{i \times p}{2 \pi r}$$

$$V = \frac{2 \pi r n}{100 \times 60} \text{ m/sec.}$$

$$V_, = \frac{i \times p \times n}{100 \times 60} = \frac{2 \pi R N}{100 \times 60} \text{ m/sec.}$$

La potenza motrice occorrente a trasmettere il lavoro P×V Kg. sarà:

$$HP = \frac{P \times V_1}{\eta_v \times 75} = \frac{P \times i \times p \times n}{\eta_v \times 100 \times 75 \times 60}$$

la potenza sull'asse della ruota è:

$$HP = \frac{P \times i \times p \times n}{100 \times 75 \times 60}$$

Rendimento della vite perpetua.

$$\eta_v = 0{,}9 \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} (\alpha \times \varphi)}$$

ove φ è l'angolo di attrito, ossia quell'angolo sotto il quale i corpi si trovano nell'equilibrio prossimo al moto discendente:

$$\operatorname{tg} \varphi = f = \text{coefficiente d'attrito.}$$

Calcolo della vite perpetua.

Avremo la seguente equazione di resistenza:

$$\underset{\text{Kg.}}{P} = \underset{\text{Kg/cm}^2}{C} \times \underset{\text{cm}}{b} \times \underset{\text{cm}}{p}$$

in cui:

$$b = \gamma \times p$$

Valori di γ	filetti di piccolo diametro .	$\gamma = 1{,}0$
	filetto comune . . . . :	$\gamma = 1{,}5$
	filetti ampi	$\gamma = 2 \div 3$

Valori di C.

Ruote di forza (poco lubrificate).

			C =
Ruote di ghisa . Vite di acciaio .	Taglio mediocre .	. . .	20
	Dentatura precisa	bassa velocità:	30
		media velocità	20
Ruota con corona di bronzo fosforoso Ruota di acciaio .	Taglio preciso . Funzionamento intermittente .	Velocità media:	50

Ruote di lavoro (in bagno d'olio).

Ruota con corona di bronzo fosforoso Vite di acc. nat. temperato e rettificato . . .	Taglio preciso . Ingranaggio provato e avviato .	V = 1 m/sec	40
		V = 2,5 »	30
		V = 4 »	25
		V = 5,5 »	20
		V = 7 »	15

Minimo numero dei denti della ruota elicoidale.

E' bene che la ruota usata a trasmettere un lavoro non abbia meno di 30 denti, per cui:

$$\frac{Z}{i} = \frac{N}{n} = 30$$

se si avesse:

$$\frac{N}{n} = 6$$

si avrebbe:

$$\frac{Z}{i} = \frac{30}{5} = 6$$

questo dovrebbe essere il rapporto estremo.

Vite irreversibile. — Perchè la vite non disserri, ossia goda dell'arresto spontaneo, occorre che l'angolo d'inclinazione del filetto sia inferiore o uguale all'angolo di attrito:

$$f = \text{tg}\ \alpha$$

e poichè in pratica $f=0{,}1$, sarà:

$$\alpha = 5^{\circ}\ 45'.$$

Quindi affinchè la vite sia autofrenante occorre che il filetto abbia un'inclinazione di 5° 45'.

Tale valore in pratica può salire anche a $6^{\circ} \div 7^{\circ}$; mentre per meccanismi soggetti a trepidazioni, ascensori, montacarichi si terrà $\alpha = 5^{\circ}$.

Ruotismi complessi. — Si è detto che negli ingranaggi il rapporto delle velocità angolari è inverso al rapporto dei raggi. Non potendo fare pignoni troppo piccoli in confronto alle ruote, in media il rapporto delle coppie

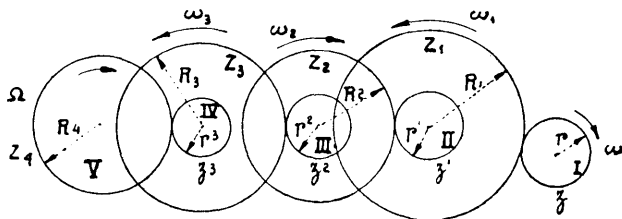



Fig. 28.

dentate si farà non superiore a 1 a 4 per le ruote di grande potenza; e a 1 :5÷1 : 8 per le piccole potenze. Ne consegue che dovendo trasformare un moto rapido in uno lento e viceversa, occorrerà adoperare una vite perpetua oppure un *ruotismo complesso* (fig. 28).

In questo avremo:

per la coppia I II	$\omega r = \omega_1 R_1$
» » » II III	$\omega_1 r_1 = \omega_2 R_2$
» » » III IV	$\omega_2 r_2 = \omega_3 R_3$
» » » IV V	$\omega_3 r_3 = \Omega R_4$

ed ancora:

$$\omega r \times \omega_1 r_1 \times \omega_2 r_2 \times \omega_3 r_3 = \omega_1 R_1 \times \omega_2 R_2 \times \omega_3 R_3 \times \Omega R_4$$

da cui:

$$\frac{\omega}{\Omega} = \frac{R_1 \times R_2 \times R_3 \times R_4}{r \times r_1 \times r_2 \times r_3} = \frac{Z_1 \times Z_2 \times Z_3 \times Z_4}{z \times z_1 \times z_2 \times z_3}$$

Dati costruttivi sulle ruote dentate.

Ruote dentate cilindriche. — Aventi $b \cong 10$ M, se di forma simmetrica e di piccolo diametro, la corona dentata potrà essere congiunta al mozzo da un disco pieno

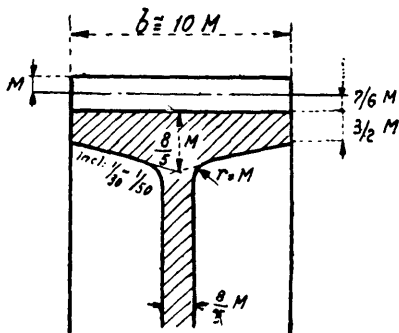



Fig. 29.

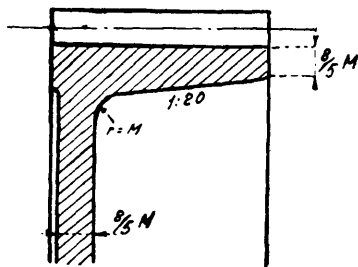



Fig. 30.

o alleggerito da 4, 5, 6 fori. In questo caso si possono tenere le proporzioni indicate nella figura 29.

Se il disco fosse spostato da un lato si farà come è mostrato dalla figura 30.

Qualora l'ingranaggio fosse di piccolissimo diametro (pignone), questo si farà tutto pieno o leggermente alleggerito nelle faccie. Come abbiamo già detto, i pignoni per ruote di forza o resistenza avranno un minimo di denti $Z = 10 \div 12$, ossia ne avranno 10 per profili ad evolvente e 12 per profili cicloidali. I pignoni per dentiere di cricchi potranno avere $Z > 4$.

Per smorzare il rumore della marcia il pignone può avere la corona di fibra vulcanizzata, di cuoio o cartone compresso. Un'idea di tali pignoni può esserci data dalla figura 31.

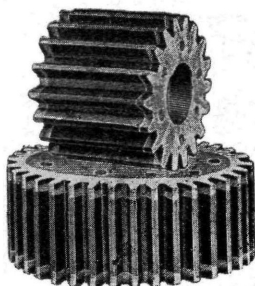



Fig. 31.

Le ruote dentate di medio e grande diametro sono invece munite di razze o bracci che collegano la corona al mozzo.

Corona dentata. — E' bene che sia rinforzata da una nervatura centrale (fig. 32) o da due laterali.

Costruzione delle razze. — Generalmente le razze hanno la sezione normale piena di forma ovale oppure a + e per le grandi ruote a T, [e I (fig. 32); per le ruote coniche si usa invece comunemente la sezione a T.

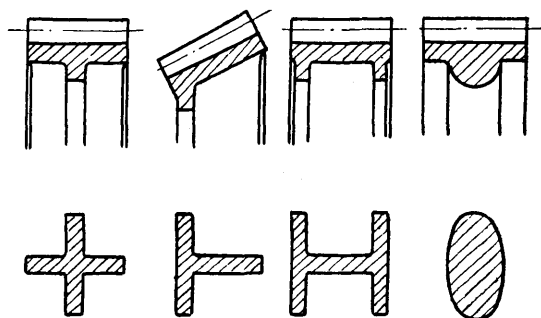



Fig. 32.

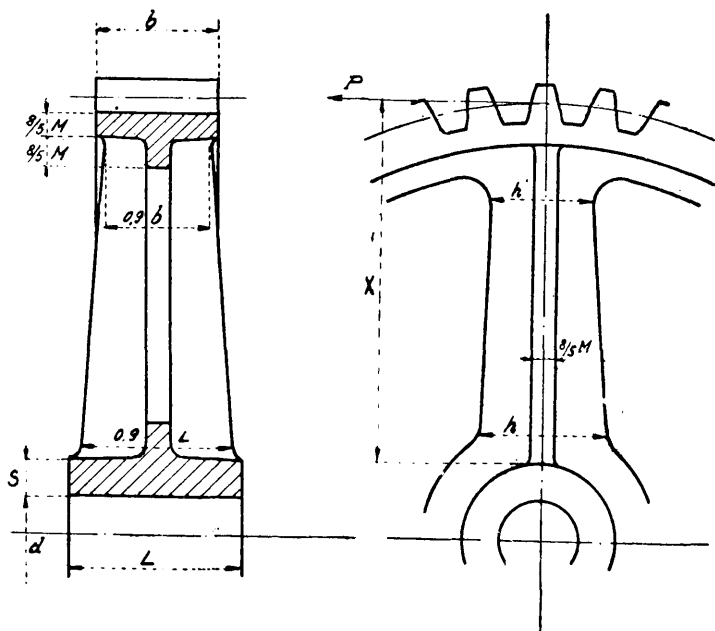



Fig. 33.

Queste sezioni, provvedono le razze di opportune e robuste nervature le quali avranno una leggera conicità necessaria alla fusione del pezzo. Le razze devono essere ampiamente raccordate alla corona o al mozzo ed avere una sezione, verso il centro della ruota, maggiore di quella verso la periferia. Alcune proporzioni delle razze sono indicate nella figura 33.

$$h = 3 \sqrt[3]{\frac{P \times X}{i}}$$

per la sezione T:

$$h = 2{,}4 \sqrt[3]{\frac{P \times X}{i}}$$

per la sezione ovale:

$$k = 2{,}7 \sqrt[3]{\frac{P \times X}{i}}$$

Numero delle razze. — Il numero *i* delle razze può stabilirsi con la formula:

$$i = \frac{1}{3} \sqrt{Z \sqrt{M}}$$

oppure:

$$i = \frac{1}{6} \div \frac{1}{7} \sqrt{D_p}$$

D*p* espresso in mm.

Calcolo delle razze. — Queste si considerano come solidi sottoposti a flessione; incastrati ad un estremo, nel mozzo, e caricati all'altro libero dallo sforzo periferico P. Però si ritiene che tale sforzo sia ripartito sul numero delle razze comprese in un quadrante. Chiamando con L la lunghezza della razza, dai raccordi della corona a

quelli del mozzo, con K_f il carico di sicurezza del materiale a flessione, $\frac{I}{v}$ il modulo di resistenza della sezione, i il numero delle razze, si avrà:

$$4 \frac{P}{i} \times L = K_f \frac{I}{v}$$

Proporzioni del mozzo. — Il mozzo, normalmente è inchiavettato all'albero.

Chiamando con d il diametro dell'albero; s lo spessore del mozzo; L la sua lunghezza, si farà:

Per mozzi di ghisa:

$$s = 0{,}4\ d + 10 \text{ mm.}$$

Per mozzi di acciaio:

$$s = 0{,}3\ d + 10 \text{ mm.}$$

per ruote piccole:

$$L \geqq 2\ d \div 1{,}8\ d$$

per ruote medie:

$$L \geqq 1{,}8\ d \div 1{,}5\ d$$

per ruote grandi:

$$L \geqq 1{,}5\ d \div 1{,}2 d.$$

I mozzi lunghi vengono incavati nel mezzo per una lunghezza:

$$l \cong 0{,}5\ d$$

Qualora la ruota dentata fosse in due metà, il mozzo sarà riunito con bulloni ai quali si assegneranno i seguenti diametri (δ):

Collegamenti a 4 bulloni:

$$\delta = \frac{1}{4}\ d$$

ove: d = diametro dell'albero.

Collegamenti a 6 bulloni:

$$\delta = \frac{1}{5} d$$

Collegamenti con n bulloni:

$$\delta = \frac{0,5\ d}{\sqrt{n}}$$

ed

$$n = \frac{1}{4} \left(\frac{d}{\delta}\right)^2$$

Resistenza del bulloni della corona. — Questi devono resistere allo sforzo periferico P, al peso di mezza corona ed alla forza centrifuga.

Su ogni giunto avremo quindi uno sforzo S:

$$S = P + \frac{G}{4} + \frac{F}{2}$$

ove: P = sforzo periferico;
G = peso della corona;
F = forza centrifuga.

Se n è il numero dei bulloni di un giunto, δ il loro diametro di nocciolo, si avrà la seguente relazione di resistenza:

$$P + \frac{G}{4} + \frac{F}{2} = K_t \frac{\pi\ \delta^2}{4} \times n$$

Si tenga $K_t \cong 3$ Kg.-mm.².

Ruote con denti di legno.

Spessore del dente in ferro sul primitivo $s = 0,4\ p$.
Spessore del dente in legno sul primitivo $s = 0,6\ p$

Le faccie laterali dei gambi dei denti in legno devono essere leggermente inclinate e forzate entro i fori

rettangolari della corona. Tali denti sono fissati con spine (fig. 34) ed avranno una larghezza massima di 200 mm. Per larghezze maggiori si useranno più denti in fila.

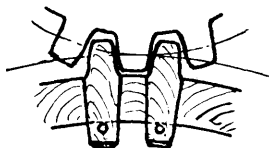



Fig. 34.

Applicazioni numeriche.

Problema 1. — Una coppia di ruote dentate in ghisa a denti diritti ha il rapporto 1 : 3 e trasmette una potenza di 5,4 HP. con una velocità di 3 m./sec. Calcolare le dimensioni di tale coppia.

Risoluzione. — Sforzo trasmesso:

$$P = \frac{15\ N}{v} = \frac{75 \times 5,4}{3} = 125\ \text{Kg.}$$

Si assumerà un passo $p = 18,8$ ossia un modulo

$$M = \frac{p}{\pi} = 6$$

Infatti, per ruote celeri di ghisa, usando la formula:

$$p = \sqrt{\frac{6,5\ p}{K_f}}$$

scegliendo $K_f = 2,5 \text{Kg.-mm.}^2$:

$$p = \sqrt{\frac{6,5 \times 135}{2,5}} = 18,8\ \text{m/m.}$$

Supposto il pignone di 14 denti, la ruota ne avrà:

$$14 \times 3 = 42$$

le dimensioni della coppia saranno:
ruota:

$$D_p = 42 \times 6 = 252 \text{ mm.}$$

pignone:

$$D_p = 14 \times 6 = 84 \text{ mm.}$$

interasse:

$$\frac{42 + 14}{2} \times 6 = 168 \text{ m/m.}$$

larghezza dei denti:

$$b = 10 \text{ M} = 10 \times 6 = 60 \text{ mm.}$$

giri del pignone:

$$n = \frac{60 \text{ V}}{\pi d} = \frac{60 \times 3}{0{,}084 \pi} = 682 \text{ giri}$$

Problema 2. — Determinare il passo ed il numero dei denti di una ruota cilindrica in ghisa il cui raggio primitivo è di mm. 400 e compie 60 giri al 1', trasmettendo una potenza di 20 HP.

Risoluzione. — Velocità in m./sec. della circonferenza primitiva:

$$V = 0{,}1046 \times 0{,}400 \times 60 = \text{m. } 2{,}51.$$

sforzo trasmesso:

$$P = \frac{75 \text{ N}}{V} = \frac{75 \times 20}{2{,}51} \cong \text{Kg. } 598$$

$$p = \sqrt{\frac{8{,}5\, p}{K_f}}$$

essendo Kg. = 3 Kg.-mm.^{2}

$$p = \sqrt{\frac{8{,}5 \times 598}{3}} = 41{,}2 \text{ m/m.}$$

Chiamando con R il raggio della ruota primitiva, Z il numero dei denti, si avrà:

$$Z = \frac{2 \pi R}{p}$$

poichè 41,2 non è multiplo di π si farà:

$$\pi \times 13 = 40,82 \text{ mm.}$$

ossia:

$$M = \frac{40,32}{3,14} = 13$$

Dovendo poi essere D_p multiplo di 13, invece di $D_p = 800$ si avrà:

$$D_p = 806 \text{ mm.}$$

per cui:

$$Z = \frac{806}{13} = 62 \text{ denti.}$$

Problema 3. — Una ruota dentata trasmette una potenza di 500 HP. a 150 giri. Si scelga per essa ruota una velocità periferica di 10 m./sec. Facendo la ruota di acciaio Bessemer, quale sarà il passo, il modulo ed il numero dei denti?

Risoluzione. — Gli ingranaggi di questo tipo si calcolano con la formula:

$$p = \frac{P}{c\ b} = \sqrt{\frac{P}{\beta\ c}}$$

dove:

p=passo della dentatura in cm.;
b=larghezza dei denti in cm.;
$\beta = b/p$=rapporto tra larghezza e passo;
P=sforzo periferico in Kg.;
c=coefficiente relativo al materiale e alla velocità.

Per l'acciaio Bessemer, essendo V la velocità periferica in m./sec., si ha dalla pratica che:

$$c = 60 \frac{6}{6 + V}$$

ossia:

$$c = 60 \frac{6}{6 + 10} = 22,5$$

lo sforzo:

$$P = \frac{75\ N}{V} = \frac{75 \times 500}{10} = 3750\ \text{Kg.}$$

scegliendo $\beta = 5$ ossia $b = 5\ p$

si avrà:

$$p = \sqrt{\frac{P}{\beta\ c}} = \sqrt{\frac{3750}{5 \times 22.5}} = 5,8\ \text{cm.} = 58\ \text{m/m.}$$

Essendo:

$$M = \frac{p}{\pi} = \frac{58}{3,14} = 18.5$$

sceglieremo $M = 19$.

Il diametro della ruota sarà:

$$D = \frac{19,1 \times V}{n} = \frac{19,1 \times 10}{150} = 1,275\ \text{m.}$$

ossia:

$$D = 1275\ \text{mm.}$$

il numero dei denti:

$$Z = \frac{D}{M} = \frac{1275}{19} = 67$$

Problema 4. — Abbiasi una vite senza fine a due principii con un passo $h = 60$ mm. azionata da una manovella di raggio $R =$ m. 0,60 con uno sforzo di 30 Kg.

La ruota elicoidale ad essa accoppiata ha 50 denti ed il subbio fissato al suo asse ha il raggio $r' = \frac{1}{4}$ R' (R' raggio della ruota dentata). Quale carico si può sollevare con tale vite?

Risoluzione. — Essendo:

$h = 60$ mm. $\qquad$ $P = 30$ Kg. $\qquad$ $Z = z$

il raggio medio della vite sarà:

$$r = 1.6 \frac{h}{Z} = 1,6 \times \frac{60}{Z} = 48 \text{ m/m}$$

ma:

$$\text{tg}\,\alpha = \frac{h}{2 \pi r} = \frac{60}{2 \times 3,14 \times 48} \cong 0,2$$

per cui:

$$\alpha = 11^{\circ}\, 20'.$$

Ammesso il coefficiente di attrito $f = \text{tg}\,\varphi = 0,1$ ossia $\varphi = 5^{\circ}\, 40'$ il rendimento della vite sarà:

$$\eta = 0,9 \frac{\text{tg}\,\alpha}{\text{tg}\,(\alpha \times \varphi)} =$$

$$0,9 \times \frac{0,2}{\text{tg}\,(11^{\circ}\, 20^{1} + 5^{\circ}\, 40^{1})} = 0,9 \frac{0,2}{0,307} = 0,58$$

Essendo $\alpha > \varphi$ la vite non ha l'arresto spontaneo; lo sforzo utile sulla manovella sarà:

$$P_{o} = \eta \; P = 0,58 \times 30 = 17,40 \text{ Kg.}$$

Essendo la vite a 2 principii, il passo della ruota *p* risulta:

$$p = \frac{h}{2} = \frac{60}{2} = 30 \text{ m/m}$$

avendo la ruota 50 denti:

$$2 \pi R' = 50 \times 70 = 1500$$

e quindi:

$$R' = 240 \text{ mm.}$$

ed

$$r' = \frac{240}{4} = 60 \text{ m/m}$$

applicando la:

$$Q = P_0 \frac{2 \pi RR'}{r' h}$$

avremo:

$$Q = 17{,}40 \frac{6{,}28 \times 600 \times 240}{60 \times 60} = 4367 \text{ Kg.}$$

PARTE II

Trasmissione del movimento per mezzo di legame flessibile.

Le trasmissioni per mezzo di legame flessibile si usano allorquando gli assi che debbono trasmettersi il movimento sono ad una distanza tale da non potere essere comandati da una o più ruote dentate. Il legame flessibile può essere costituito da catene, cinghie, corde vegetali e metalliche.

— Quando la distanza degli assi fosse troppo grande per una trasmissione con ruote dentate e troppo piccola per una trasmissione con cinghia si userà la trasmissione a catene.

— La trasmissione a cinghia si impone quando la distanza degli assi è tale che non consente più l'uso della trasmissione a catena.

— La trasmissione a corde di canape o di cotone sono necessarie quando la distanza degli assi, e le forze che sono in giuoco, non consigliano più l'uso della cinghia.

Oltre a ciò può indurre all'uso della trasmissione a corda la necessità di dovere ripartire a più assi la potenza che si deve trasmettere.

— La trasmissione a funi metalliche o telodinamica si impiega alle grandi distanze e per grandi sforzi.

Trasmissioni con catene.

Catene ordinarie. — Sono quelle indicate dalle figure 35 e 36. Le prime possono essere a maglie corte o lun- con cui vengono ammucchiate, poichè le catene a ma-

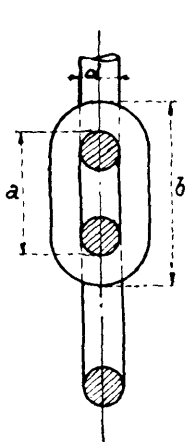
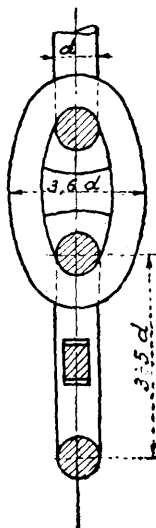



Fig. 35. Fig. 36.

glie corte non si aggrovigliano come quelle a maglie lunghe.

Le seconde sono rinforzate (catene rinforzate) da un traversino disposto lungo l'asse minore di ogni anello. Queste eliminano in modo assoluto l'inconveniente di intricarsi nell'ammucchiamento. Le catene a maglie lunghe sono le più economiche. Le maglie si formano mediante la saldatura al color bianco delle estremità, fog-

giate ad unghia, di una barra di acciaio a sezione circolare.

Le dimensioni delle maglie in funzione al diametro del ferro saranno:

$a = 3,5\ d$ $\qquad$ $b = 4 \div 5,5 d.$

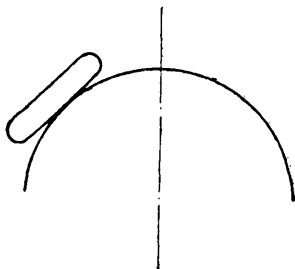
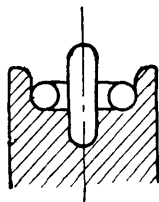



Fig. 37. Mig. 38.

Puleggie per catene. — Possono essere di piccolo e grande diametro e di forma varia a seconda della catena che si adopera e del genere di trasmissione. Sono di piccolo diametro i tamburi o subbi i quali si fanno generalmente di ghisa. Tanto questi come le puleggie hanno la fascia periferica munita di apposita scanalatura o di denti secondo che nella trasmissione si adoperi catene ordinarie o articolate, come vedremo più avanti.

E' evidente che se adagiamo sulla catena cilindrica di una puleggia le maglie di una catena ordinaria queste, disponendosi secondo la figura 37, saranno soggette a sforzi di flessione mentre che se si adagiano su di un solco opportunamente praticato sulla periferia della puleggia (fig. 38), o in modo analogo, tale sforzo di flessione risulta quasi nullo.

In tale maniera le maglie lavorano per incastro e non per aderenza, migliorando le condizioni di lavoro della catena.

Catene calibrate. — Sono quelle che hanno le maglie tutte di uguali dimensioni controllate al calibro.

Calcolo delle catene ordinarie.

Se chiamiamo con P lo sforzo che la catena deve trasmettere, questo verrà ripartito sulle due sezioni di lavoro di ciascuna maglia. Essendo quindi K il carico di sicurezza del materiale che compone la catena, si avrà che:

$$P = 2\,\frac{\pi\, d^2}{4} \times k$$

oppure:

$$P = c \times d^2$$

ove d è il diametro delle maglie
e c una costante.

Per catene a maglie non calibrate e senza traversino con puleggia avente $D = 20\,d$ si farà:

K=635 Kg.-cm.² C=1000 Kg. se lavora di rado
K=500 Kg.-cm.² C= 800 Kg. per uso ordinario
K=310 Kg.-cm.² C= 500 Kg. per uso continuo

catene con traversino:

K=950 Kg.-cm.² C=1500 Kg.

Catene articolate. — Benchè costruite con molta precisione, esse tendono sempre ad alterare il loro passo ed a poco resistere al tempo. Oltre a ciò una trasmissione con catene articolate per quanto possa essere silenziosa, non potrà mai ragginngere la dolcezza e silenziosità di movimento di una coppia di ruote dentate elicoidali di precisione.

Catene di Gall. — Sono rappresentate dalle figure 39 e 40. Esse si compongono di piastrine articolate all'e-

stremità di solidi perni la cui distanza fra i loro assi segna il passo della catena. Le ruote che tali catene congiungono sono munite di speciale dentatura atta a penetrare fra i pernetti delle piastrine.

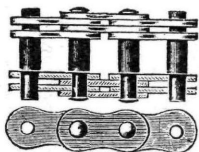



Fig. 39.

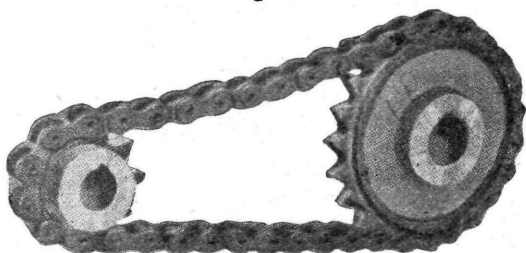



Fig. 40.

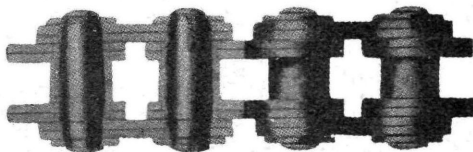



Fig. 41.

Lo sforzo specifico che deve trasmettere la catena deve essere sopportato dalla somma delle sezioni di lavoro delle piastrine (fig. 39, n. 4 sezioni resistenti). Queste catene si usano per meccanismi lenti; per quelli più veloci, V 5 m.-sec., occorre la catena tipo Zobel (fig. 41) a perni imbussolati.

Catene Renold o a dente. — Sono queste le migliori catene articolate, chiamate anche silenziose (fig. 42-43),

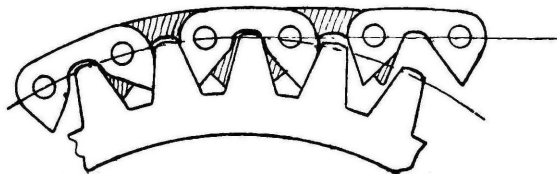



Fig. 42.

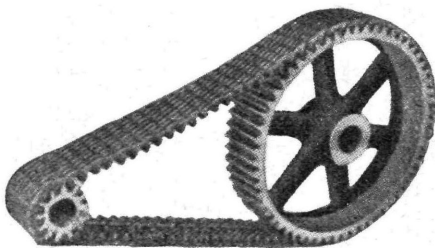



Fig. 43.

per il motivo che nè i perni nè le piastrine sfregano contro i denti della ruota. Esse possono raggiungere una velocità di circa 7 m.-sec.

E' però prudente progettarle per una velocità non superiore ai 5 m.-sec.

Fig. 44.

CATENE SILENZIOSE.

Caratteristiche tecniche
di alcuni tipi a guida interna.

Passo mm. "	Combinazione piastrine	Perni mm.	Larghezza della ruota mm.	Carico di rottura Kg. ca.	Peso per metro Kg. ca.
12,7 mm.	4 × 5	18,1	21	660	0,880
1/2''	4 × 5	33,5	36	1725	1,680
	7 × 8	53,1	55	3020	2,710
15,87 mm.	2 × 3	23,4	25	1100	1,500
5/8''	5 × 6	45,9	48	2600	2,980
	8 × 9	68,5	70	4160	4,480
19,05 mm.	3 × 4	35,1	38	2380	2,560
3/4''	6 × 7	61,1	64	4750	4,520
	11 × 12	104,1	108	8700	7,760
25,4 mm.	4 × 5	40,1	42	2670	3,950
1''	5 × 6	63,0	65	4700	6,400
	9 × 10	104,5	108	8500	10,700
31,75 mm.	3 × 4	51,4	56	4100	6,650
1 1/4''	7 × 8	101,3	105	9500	13,380
	15 × 16	201,4	205	20450	26,510
38,1 mm.	3 × 4	55,5	58	5600	8,630
1 1/2''	7 × 8	109,8	114	12800	17,180
	15 × 16	217,1	222	27770	34,250
44,45 mm.	4 × 5	79,1	84	9200	14,300
1 3/4''	9 × 10	156,5	160	20700	28,920
	17 × 18	279,9	285	41500	52,520

Passo mm. "	Combinazione piastrine	Perni mm.	Larghezza della ruota mm.	Carico di rottura Kg. ca.	Peso per metro Kg. ca.
8 mm.	1 × 2	13,3	6,9	375	0,500
	3 × 4	22,7	16,3	755	0,920
	6 × 7	36,8	30,3	1320	1,760
10 mm.	1 × 2	15,1	9,1	460	0,610
	3 × 4	27,7	21,4	920	1,240
	6 × 7	46,6	40,0	1620	2,190
12,7 mm. 1/2''	1 × 2	16,8	9,2	760	0,980
	3 × 4	29,5	21,8	1340	1,820
	5 × 6	42,2	34,4	2100	2,640
	7 × 8	54,9	47,0	3150	3,470
15,87 mm. 5/8''	2 × 3	27,2	18,2	1120	1,630
	5 × 6	49,7	41,0	2600	3,180
	8 × 9	72,3	63,3	4160	4,680
19,05 mm. 3/4''	3 × 4	39,4	29,3	2380	2,960
	6 × 7	65,4	54,6	4750	4,920
	11 × 12	108,4	97,4	8700	8,160
25,4 mm. 1''	4 × 5	45,3	33,2	2670	4,550
	5 × 6	68,2	55,5	4700	7,000
	9 × 10	109,7	96,7	8500	11,300
31,75 mm. 1 1/4''	3 × 4	57,7	42,3	4100	7,450
	7 × 8	107,6	91,6	9500	14,180
	15 × 16	207,7	191,3	20450	27,310
38,1 mm. 1 1/2''	3 × 4	62,3	44,9	5600	9,630
	7 × 8	116,6	98,8	12800	18,180
	15 × 16	223,9	205,5	27770	35,250
44,45 mm. 1 3/4''	4 × 5	86,9	67,-	9200	15,550
	9 × 10	164,3	143,9	20700	30,120
	17 × 18	287,7	226,9	41500	53,720

Rapporto di trasmissione.

Per catene Renold $\frac{1}{6}$

Per catene con bussolette $\frac{1}{8}$

Per catene Gall $\frac{1}{12}$

Distanza fra gli assi. — Affinchè la catena non batta durante il suo movimento, occorre che la distanza degli assi non superi i 3 metri.

Carico di lavoro. — Esso è preferibilmente proporzionale al carico R di rottura del materiale, ossia:

Catene Gall (lente) $P = \frac{R}{10}$

Catene articolate con bussola $P = \frac{R}{20}$

Catene silenziose veloci $P = \frac{R}{30}$

Velocità normale delle catene a dente.

Questa dipende dal passo della catena, dal numero dei denti della ruota piccola, e dal rapporto di trasmissione. Per le catene a piccolo passo lavoranti in bagno d'olio o lubrificate, la velocità lineare può essere 8-10 m.-sec.

Montaggio e manutenzione delle trasmissioni a catene dentate.

Perchè queste catene possano bene ingranare e funzionare occorre che siano disposte orizzontali o inclinate evitando sempre, quando è possibile, di disporle verticalmente. La migliore inclinazione delle catene è quella

di 60° dall'orizzontale. E' anche molto utile e vantaggioso di poter variare l'interasse delle ruote su cui le catene lavorano, in quanto che queste nei primi giorni di lavoro tendono ad allungarsi. Qualora l'allungamento fosse eccessivo si accorci la catena togliendo qualche maglia.

Per il montaggio delle catene si tenga presente che la ruota conduttrice e condotta siano sulla stessa linea, gli assi siano tra di loro paralleli ed abbiano un movimento dolce. Gli assi e le ruote siano ben proporzionati ed equilibrati.

La catena al montaggio deve essere ben tesa e durante il suo funzionamento deve essere lubrificata almeno una volta al giorno. Per le brevi distanze fra gli assi e le grandi velocità si faccia correre la catena in bagno d'olio.

Le catene debbono essere pulite ogni 3-4 mesi, smontandole e lavandole con petrolio o soluzione di soda, verificando lo stato di conservazione delle maglie e cambiando quelle logorate.

Prima di rimontare le catene si tengano queste in un bagno di grasso caldo lasciandovele per una diecina di ore.

Applicazioni numeriche.

Problema 5. — Si deve trasmettere una forza di 3500 Kg. con una catena di ferro a maglia aperta. Quale sarà il diametro del tondino? Se si usasse una catena a maglie rinforzate, quale sarà il diametro di queste?

Risoluzione. — Applicando la formula:

$$P = c\ d^2$$

scegliendo C=800 Kg. (uso ordinario) si avrà:

$$3500 = 800\ d^2$$

$$d = \sqrt{\frac{3500}{800}} = 2{,}1 \text{ cm.} = 21 \text{ m/m}$$

nel caso di catena rinforzata C=950, per cui:

$$d = \sqrt{\frac{3500}{950}} = 1{,}92 \text{ cm.} = 19 \text{ m/m}$$

Problema 6. — Calcolare le dimensioni di una catena Gall che deve sollevare un peso di 5000 Kg.

Risoluzione. — Alle estremità di ciascun perno si avrà uno sforzo:

$$F = \frac{5000}{2} = 2500 \text{ Kg.}$$

Scegliendo il carico di sicurezza al taglio $K_t = 6$ Kg.-mm.^{2} l'area complessiva sarà:

$$\Omega = \frac{2500}{6} = 416 \text{ m/m}^2$$

ed il diametro del perno

$$d = \sqrt{\frac{4 \times 416}{3{,}14}} = 23 \text{ m/m}$$

Ammesso che la catena abbia 6 piastrine, 3 per parte, e che queste abbiano uno spessore $s=4$ mm. Chiamando con b l'altezza delle piastrine in mm. la sezione netta di queste, che resiste allo sforzo di tensione è:

$$Q_n = 6 \, . \, s \ (b-d)$$

dove d è il diametro del perno.

Fissando il carico di sicurezza del materiale, alla trazione, di 9 Kg.-mm.^{2} si avrà:

$$5000 = 9 \times Q_n$$

ossia:

$$Q_n = \frac{5000}{9} = 6 \times s\,(b - d)$$

e poichè:

$d = 23$ mm. $s = 4$ mm.

avremo:

$$Q_n = \frac{5000}{9} = 6 \times 4\,(b - 23)$$

riducendo:

$$b = \frac{5000}{9 \times 24} + 23 \cong 23 + 23 = 46 \text{ m/m}$$

Le piastrine avranno quindi la sezione di 4×46 mm.

Trasmissioni con cinghie.

Le cinghie servono, come è stato detto in precedenza, a trasmettere il movimento fra assi la cui distanza supera quella consentita all'uso delle catene.

La flessibilità delle cinghie permette la resistenza di queste solo agli sforzi di trazione rendendole particolarmente adatte a questo genere di trasmissioni.

Il loro impiego è tutt'oggi ancora molto diffuso nonostante l'impiego dei motori costruiti per il comando diretto delle macchine operatrici. Possiamo anzi dire che la cinghia ha trionfato sui motori elettrici i quali, se è vero che eliminando le cinghie rendono un reparto di macchine esteticamente migliore, sgombro di ostacoli e quindi più illuminato, pure le cinghie danno una maggiore certezza della regolarità di funzione ed anche una notevole economia della trasmissione. Le cinghie rappresentano un collegamento flessibile ideale poichè smorzano gli urti, seguono docilmente le variazioni di carico rendendo il movimento regolare e silenzioso. Natural-

mente perchè ciò avvenga occorre che la cinghia sia bene adatta allo scopo, bene calcolata e messa in opera con tutti gli accorgimenti necessari.

I requisiti di una cinghia sono: leggerezza, flessibilità, omogeneità di struttura, grande resistenza alla trazione.

Il cuoio, se di buona qualità, molto si presta ad avere tali requisiti, ma oggi giorno lo sviluppo dell'industria ha creato nuovi tipi di cinghia fabbricati con pelo di cammello, con tele di cotone fortissimo unite con gomma (cinghie di balata) e cinghie di gomma vulcanizzata ad alta temperatura e forte pressione. Queste ultime resistono tanto alle basse come alle alte temperature ($60° \div 70°$), come pure resistono abbastanza bene all'umidità, all'azione corrosiva degli acidi ed al contatto di materiale abrasivo. Esse sono fabbricate per piccole e grandi puleggie e per grandi sforzi periferici. Le cinghie di gomma essende prodotte artificialmente con ogni accorgimento della tecnica moderna, sono di uniforme spessore per cui presentano un'uguale resistenza in tutti i punti della loro sezione. Questo è un vantaggio che le cinghie di gomma hanno rispetto a quelle di cuoio le quali spesso mancano di omogeneità di struttura e di spessore per difetto di concia.

Le cinghie di gomma vanno guadagnando terreno in confronto di quelle di cuoio, le quali possono, forti del loro passato, resistere ancora tenacemente a questa loro detronizzazione.

Pur tuttavia alcuni paesi come l'America, adottano da molti anni, in prevalenza, cinghie di gomma nella misura di circa il 70 % delle cinghie in funzione.

Del calcolo e dei dati di resistenza delle cinghie di gomma ne parleremo più avanti.

Cinghie di cuoio. — Sono costituite mediante l'incollatura successiva di striscie di pelle bovina conciate

alla quercia e lunghe circa un metro. Tali striscie perchè possano offrire, per quanto è possibile, una stessa resistenza debbono essere ricavate nelle stesse zone del mantello dell'animale. Naturalmente quelle ricavate sul dorso (fig. 45) sono le migliori e costituiscono le cinghie di prima qualità; mentre quelle dei fianchi sono classificate di seconda qualità, le altre poi di qualità inferiore.

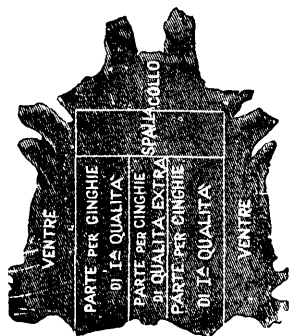



Fig. 45.

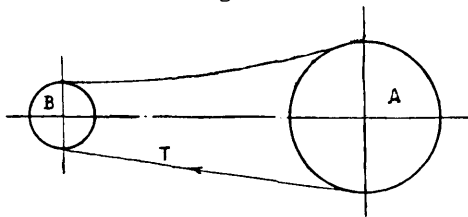



Fig. 46.

Schema di una trasmissione con cinghia.

La puleggia A è la motrice e quella B è la condotta.

Avendo le puleggie il movimento indicato dalla freccie (fig. 46), il tratto di cinghia inferiore è quello *con-*

duttore, a cui corrisponde la tensione T; il tratto superiore è il *condotto,* soggetto alla tensione *t.*

Allungamento elastico delle cinghie. — Una cinghia in moto è continuamente soggetta ad allungarsi e ad accorciarsi passando dal tratto conduttore al tratto condotto e ciò ad ogni giro della puleggia ed in misura proporzionale allo sforzo trasmesso. Ne consegue un leggero scorrimento (non slittamento) della cinghia sulla fascia della puleggia e quindi una piccola perdita di velocità e una perdita nel numero dei giri. Perchè tali allungamenti ed accorciamenti non deformino la cinghia e non turbino il buon funzionamento della trasmissione occorre che il materiale costituente la cinghia sia elastico ma non eccessivamente e ciò per limitare gli effetti dello scorrimento al massimo del 2 % di perdita del numero dei giri.

Allungamento permanente. — Tutte le cinghie, per quanto elastiche, all'inizio del loro uso subiscono un minimo allungamento permanente che deve essere corretto dopo alcuni giorni di funzionamento.

Scorrimento delle cinghie. — Chiamando con V_1 la velocità del tratto conduttore sottoposto al carico K_1-mm.^{2} e V_2 quella del tratto condotto a cui corrisponde il carico K_2-mm.^{2}, poichè il tratto conduttore si allunga ed è più veloce del tratto condotto, si avrà:

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{1 + \frac{K_1}{E}}{1 + \frac{K_2}{E}} = 1 + a$$

ora:

E = modulo di elasticità del materiale;
$a = 0{,}005 \div 0{,}02$.

Lavoro delle cinghie. — Una cinghia è soggetta a tre forze che agiscono simultaneamente sulle sue fibre.

Esse sono:

1° *Tensione di lavoro.* — E quella dovuta allo sforzo periferico trasmesso.

2° *Tensione dovuta all'avvolgimento della cinghia sulla puleggia.* — E' data dal fatto che dovendo la cinghia assumere la curva della fascia della puleggia su cui si accavalla, gli strati inferiori di questa, ossia quelli a contatto con la puleggia, risultano compressi, quelli esterni stirati. Tali sollecitazioni saranno tanto più sensibili quanto più grande è lo spessore della cinghia e tanto più piccolo è il diametro della puleggia.

3° *Tensioni dovute alla forza centrifuga.* — In ogni cinghia in movimento la forza centrifuga tende a staccare questa dalla fascia della puleggia e tale forza cresce col crescere della velocità della trasmissione.

Ma crescendo la velocità cresce anche l'attrito fra la puleggia e la cinghia e poichè i due fenomeni avvengono contemporaneamente ed il primo vince il secondo, occorre che le cinghie veloci siano tese più di quelle meno veloci al momento di metterle in opera.

Calcolo delle cinghie.

Calcolo della sezione delle cinghie. — Come primo calcolo della sezione S, si può usare la seguente relazione:

$$S = s \times b \times K$$

ove: s è lo spessore della cinghia in mm.;

b è la larghezza di essa in mm.

K è il carico di sicurezza in Kg.-mm.^{2}.;

poichè il carico di rottura R si tiene:

$R = 2{,}50$ Kg.-mm.² per cinghie nuove di cuoio;
$R = 2{,}50 \div 4{,}50$ Kg.-mm.² per cinghie vecchie;
il carico di sicurezza K oscillerà fra $0{,}2 \div 0{,}3$ Kg.-mm.².

La sezione così calcolata dovrà resistere alle tensioni di lavoro della cinghia.

Chiamando con T la tensione del tratto conduttore e t quella del tratto condotto è ovvio che perchè la puleggia condotta B (fig. 46) possa muoversi, la tensione T dovrà essere maggiore di t. Ora ricordando che se α è l'angolo che una fune o cinghia abbraccia adagiandosi sopra un tamburo e T e t sono le forze applicate agli estremi di tale corda o cinghia nelle condizioni di equilibrio prossimo allo strisciamento del legame flessibile verso T si ha:

$$T = t\ e^{f\alpha}$$

in cui f è il coefficiente di attrito allo strisciamento del cingolo sulla fascia del tamburo, ed e è la base dei logaritmi naturali.

Lo sforzo P periferico sarà dunque:

$$P = T - t = t_e{}^{f\alpha} - t.$$

Perchè il cingolo non strisci nella puleggia occorre che:

$$T < e^{f\alpha}$$

Nelle comuni trasmissioni per cinghie:

$$T = 2\ t.$$

Nelle condizioni di riposo, la tensione uniforme della cinghia:

$$T_o = \frac{T + t}{2} = 1{,}5\ t$$

Considerando ora i momenti degli sforzi P T e t rispetto all'asse di rotazione della puleggia conduttrice si ha:

$$T \times R = (P + t)\ R$$

quindi:

$$T = P + t$$

e

$$P = T - t$$

essendo però:

$$T = 2\ t$$

sarà:

$$t = P \text{ e } T = 2\ P.$$

Allo stato di riposo:

$$T_0 = 1{,}5\ P.$$

Per maggior sicurezza di calcolo si terrà:

$$T = 2{,}5\ P.$$

La larghezza della cinghia può essere calcolata con la formula:

$$b = \frac{T}{s\ K}$$

Nel caso di cinghie formate da tela o gomma la quale ha una maggiore aderenza di quella di cuoio:

$$t = 0{,}4\ P \qquad\qquad T = 1{,}4\ P.$$

Lo sforzo periferico della cinghia in funzione della potenza trasmessa è dato:

$$P = \frac{75\ N}{V} = 716000\ \frac{N}{n\ r}$$

ove:

V = velocità della cinghia in m./sec. $= \frac{\pi\ d\ n}{60}$

N=potenza in HP. da trasmettere;
n=numero dei giri al 1' della puleggia conduttrice;
r=raggio della puleggia conduttrice, in mm.

La larghezza delle cinghie di cuoio semplici in funzione di P o di N e V può essere:

$$b = 14 \div 18 \sqrt{P}$$

e

$$b = 120 \div 156 \sqrt{\frac{N}{P}}$$

Si applica il minor valire di b solo per grandi valori di V.

Rendimento delle trasmissioni per cinghie.

Ogni coppia di puleggie che si trasmettono il movimento con cinghie, per resistenze passive dei perni, rigidezza della cinghia ecc. assorbe circa il 4 % della potenza trasmessa, onde il coefficiente di rendimento sarà:

$$\eta = 0{,}96.$$

Influenza della forza centrifuga sulla cinghia.

La sezione di una cinghia di cuoio, tenendo conto della forza centrifuga, può essere calcolata con la formula:

$$S = \frac{\frac{75\ N}{V} \quad \frac{M}{(M - 1)}}{c - \frac{\delta\ V^2}{g}}$$

in cui:

S=sezione della cinghia;
V=velocità della cinghia in m./sec.;
e=2,718;
α=arco abbracciato dalla cinghia sulla puleggia;

c=carico di lavoro del cuoio;
δ=densità del cuoio;
g=accelerazione di gravità=9,81 m.-sec.^{2};
N=potenza in HP. da trasmettere;
$M = e^{f\alpha}$
f=coefficiente di attrito fra cinghia e puleggia.

Volendo ricavare i valori di T e t in relazione alla forza centrifuga ricorderemo che:

$$T = 2\ P$$

ma

$$P = \frac{75\ N}{V}$$

ossia:

$$T = \frac{75\ N}{V} \times 2$$

il coefficiente 2, per le cinghie di cuoio è il valore approssimato di:

$$\frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} = \frac{M}{M - 1}$$

per cui:

$$T = \frac{75\ N}{V} \left(\frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} \right)$$

e

$$t = \frac{75\ N}{V} \left(\frac{1}{e^{f\alpha} - 1} \right)$$

i cui valori di

$$M = e^{f\alpha} \text{ e } \frac{M}{M - 1} = \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}$$

sono dati qui appresso.

TABELLA XI.

Arco abbracciato in gradi	f = 0,10		f = 0,155		f = 0,20		f = 0,25		f = 0,30		f = 0,40	
	M	$\frac{M}{M-1}$	M	$\frac{M}{M-1}$	M	$\frac{M}{M-1}$	M	$\frac{M}{M-1}$	M	$\frac{M}{M-1}$	M	$\frac{M}{M-1}$
100	1,19	6,27	1,31	4,23	1,41	3,44	1,54	2,85	1,69	2,45	2,01	1,99
110	1,21	5,77	1,35	3,86	1,46	3,18	1,64	2,64	1,78	2,28	2,15	1,87
120	1,23	5,35	1,38	3,64	1,52	2,92	1,68	2,47	1,87	2,15	2,31	1,76
130	1,25	5,00	1,42	3,38	1,57	2,76	1,76	2,32	1,97	2,03	2,47	1,68
140	1,27	4,71	1,46	3,18	1,63	2,59	1,84	2,19	2,08	2,93	2,66	1,59
150	1,30	4,34	1,50	3,00	1,69	2,46	1,92	2,09	2,20	1,83	2,88	1,53
160	1,32	4,13	1,54	2,86	1,75	2,35	2,00	2,00	2,31	1,76	3,08	1,48
170	1,34	3,86	1,58	2,72	1,81	2,24	2,10	1,91	2,43	1,70	3,31	1,43
180	1,36	3,77	1,63	2,59	1,87	2,15	2,19	1,84	2,56	1,64	3,55	1,39
190	1,39	3,54	1,67	2,49	1,94	2,06	2,29	1,74	2,69	1,59	3,81	1,36
200	1,42	3,40	1,72	2,39	2,01	2,00	2,39	1,72	2,84	1,54	4,08	1,35
210	1,44	3,26	1,76	2,31	2,08	1,93	2,50	1,67	3,00	1,50	4,39	1,32
220	1,47	3,13	1,81	2,23	2,15	1,87	2,61	1,62	3,17	1,46	4,75	1,27
230	1,49	3,04	1,84	2,18	2,22	1,82	2,71	1,58	3,35	1,42	5,17	1,24

Arco abbracciato dalla cinghia sulla puleggia minore.

In relazione al valore:

$$\frac{D - d}{\Delta}$$

ove D=diametro della puleggia grande;
d=diametro della puleggia piccola;
Δ =distanza fra gli assi:

si hanno i seguenti valori dell'arco abbracciato:

Per cinghie diritte:

TABELLA XII.

$\frac{D - d}{\Delta}$	0	0,088	0,174	0,262	0,348
Arco abbracc:	180°	175°	170°	165°	160°

$\frac{D - d}{\Delta}$	0,432	0,516	0,600	0,684	0,764	0,845	0,922
Arco abbracc:	155°	150°	145°	140°	135°	130°	125°

Per cinghie a braccia incrociate:

TABELLA XIII.

$\frac{D - d}{\Delta}$	0,0174	0,086	0,174	0,262	0,348	0,432	0,516	0,600	0,684	0,764	0,845	0,922
Arco abbracc:	180^0	185^0	190^0	195^0	200^0	205^0	210^0	215^0	220^0	225^0	230^0	235^0

TABELLA XIV.

Valori del fattore $\frac{\delta V^2}{g}$ *per* $\delta = 1$.

V	$\frac{\delta v^2}{g}$	V	$\frac{\delta v^2}{g}$	V	$\frac{\delta v^2}{g}$
5	0,00255	17	0,030	29	0,086
6	0,0037	18	0,033	30	0,092
7	0,0050	19	0,037	31	0,098
8	0,0065	20	0,041	32	0,105
9	0,0083	21	0,045	33	0,111
10	0,010	22	0,050	34	0,118
11	0,0124	23	0,054	35	0,125
12	0,0147	24	0,059	36	0,133
13	0,0173	25	0,064	37	0,140
14	0,020	26	0,069	38	0,148
15	0,023	27	0,075	39	0,155
16	0,026	28	0,080	40	0,163

TABELLA XV. *Principali coefficienti di attrito.*

Corpi in contatto	f
Cuoio su ghisa asciutta (cinghie nuove) .	0,155
» » » » (cinghie usate) .	0,30
Cuoio su legno	0,45
Cotone su ghisa	0,20
Balata su ghisa o acciaio	0,28
Caoutchouc su ghisa o acciaio	0,50

TABELLA XVI.

Valore degli sforzi periferici in funzione della potenza trasmessa e della velocità V in m./sec.

$$F = \frac{75\ N}{V}$$

N in HP	Velocità V in m/sec.											
	2,5	5	7,5	10	12,5	15	17,5	20	22,5	25	27,5	30
5	150	75	50	38	30	25	22	19	17	15	14	13
10	300	150	100	75	60	50	43	38	33	30	27	25
15	450	225	150	113	90	75	64	56	50	45	41	38
20	600	300	200	150	120	100	86	75	67	60	55	50
25	750	375	250	188	150	125	107	94	84	75	68	63
30	900	450	300	225	180	150	129	113	100	90	82	75
35	1050	520	350	263	210	175	150	131	117	105	95	88
40	1200	600	400	300	240	200	172	150	133	120	109	100
45	1350	675	450	338	270	225	193	169	150	135	123	113
50	1500	750	500	375	300	250	214	188	167	150	136	125
55	1650	825	550	413	330	275	236	206	183	165	150	138
60	1800	900	600	450	360	300	257	225	200	180	164	150
65	1950	975	650	488	390	325	279	244	217	195	177	163
70	2100	1050	700	525	420	350	300	263	233	210	191	175
75	2250	1125	750	562	450	375	321	281	250	225	205	188
80	2400	1200	800	600	480	400	343	300	267	240	218	200
85	2550	1275	850	638	510	425	364	319	283	255	232	213
90	2700	1350	900	675	540	450	386	338	300	270	245	225
95	2850	1425	950	713	570	475	407	356	317	285	259	238
100	3000	1500	1000	750	600	500	429	375	333	300	273	250
110	3300	1650	1100	825	660	550	471	413	367	330	300	275
120	3600	1800	1200	900	720	600	514	450	400	360	328	300
130	3900	1950	1300	975	780	650	557	488	433	390	355	325
140	4200	2100	1400	1050	840	700	600	525	467	420	382	350
150	4500	2250	1500	1125	900	750	643	563	500	450	409	375
160	4800	2400	1600	1200	960	800	686	600	533	480	436	400
170	5100	2550	1700	1275	1020	850	729	638	567	510	464	425
180	5400	2700	1800	1350	1080	900	771	675	600	540	491	450
190	5700	2850	1900	1425	1140	950	814	713	633	570	518	475
200	6000	3000	2000	1500	1200	1000	857	750	667	600	545	500
220	6600	3300	2200	1650	1320	1100	943	825	733	660	600	550
240	7200	3600	2400	1800	1440	1200	1029	900	800	720	655	600

TABELLA XVII.

Cinghie di cuoio semplici.

b mm	P kg.	N/v	b mm	P kg.	N/v	b mm	P kg.	N/v	b mm.	P kg.	N/v
60	11	0,15	160	79	1,05	260	207	2,76	420	544	7,25
70	15	0,20	170	89	1,19	270	224	2,99	440	597	7,96
80	20	0,27	180	102	1,36	280	241	3,21	460	653	8,71
90	25	0,33	190	111	1,48	290	258	3,44	480	710	9,47
100	31	0,41	200	123	1,64	300	277	3,69	500	770	10,27
110	37	0,49	210	135	1,80	320	316	4,21	520	880	11,12
120	44	0,59	220	148	1,97	340	355	4,73	540	905	12,07
130	52	0,69	230	162	2,16	360	400	5,33	560	968	12,91
140	60	0,80	240	177	2,36	380	445	5,83	580	1083	13,84
150	69	0,92	250	192	2,56	400	494	6,59	600	1110	14,80

Questa tabella serve come orientamento per i casi comuni.

N. B. - Per le cinghie doppie o triple si cercherà il *b* corrispondente alla metà o al terzo dei valori di P e N.

TABELLA XVIII.

Cinghie semplici (secondo Gehrcken).

Diam puleggia minore mm.	Forza F in Kg. tangenziale, per ogni mm. di larghezza in funzione di V					
	3	5	10	15	20	25 e più
100	0,20	0,25	0,30	0,30	0,35	0,35
200	0,30	0,40	0,50	0,55	0,60	0,65
500	0,50	0,70	0,80	0,90	1,10	1,10
1000	0,60	0,85	1,00	1,10	1,20	1,30
2000 e più	0,70	1,00	1,20	1,30	1,40	1,50

TABELLA XIX.

Cinghie doppie (secondo Gehrcken).

Diam puleggia minore mm.	Forza F in Kg. tangenziale, per ogni mm. di larghezza in funzione di V					
	3	5	10	15	20	25 e più
500	0,80	0,90	1,00	1,10	1,20	1,30
1000	1,00	1,20	1,40	1,60	1,70	1,80
200 e più	1,20	1,50	2,00	2,20	2,50	2,50

TABELLA XX.

Larghezza della cinghia b	Fascia della puleggia	Larghezza della cinghia b	Fascia della puleggia	Larghezza della cinghia b	Fascia della puleggia	Larghezza della cinghia b	Fascia della puleggia
40	50	150	170	360	390	900	960
50	60	160	180	400	440	950	1010
60	70	170	190	450	450	1000	1060
70	80	180	200	500	540		
80	95	200	220	550	590		
90	105	220	240	600	640		
100	115	240	270	650	700		
110	125	260	290	700	750		
120	135	280	310	750	800		
130	150	300	330	800	850		
140	160	330	360	850	950		

Velocità delle cinghie.

Il Gehrckens ritiene che una cinghia possa essere lanciata, senza alcun inconveniente, ad una velocità di 50 m./sec. asserendo che è vantaggioso far marciare le cinghie alle grandi velocità.

Se questo è vero, è anche vero che esiste un limite per tali velocità e questo limite, in tutti i casi normali, deve essere contenuto fra i 30-32 m./sec.

Non bisogna quindi dimenticare che le velocità di 40÷50 m./sec. sono sempre pericolose per una cinghia la quale, per quanto sia di ottima qualità, può subire un istantaneo disfacimento con conseguenze quasi sempre disastrose per l'impianto e per le persone.

In generale devesi ritenere che la velocità più vantaggiosa per le cinghie è quella di 20÷25 m./sec. che non dovrà discendere, possibilmente, al disotto di 5÷6 m./sec.

Rapporto di trasmissione. — Per rapporto di trasmissione deve intendersi la relazione che esiste tra il raggio della puleggia grande e quello della puleggia piccola. Ossia:

$$\frac{R}{r}$$

Tale rapporto non è facile a stabilirsi esattamente dipendendo da vari fattori non sempre ben determinabili. La pratica ci suggerisce che non si tenga maggiore di 5 a 1 $\left(\frac{5}{1}\right)$. Però, trattandosi di trasmissioni per piccole forze a carico costante con cinghia avente il tratto teso in basso ed essendo gli alberi ad una distanza di circa 3 D, tale rapporto può elevarsi senza inconvenienti da $\frac{6}{1}$ a $\frac{8}{1}$.

Siccome nella trasmissione per cinghia « le velocità angolari delle puleggie e quindi il numero dei giri dei

due alberi, sono inversamente proporzionali ai raggi delle rispettive puleggie », se chiamiamo:

N il numero dei giri della puleggia grande;
n il numero dei giri della puleggia piccola;
R il raggio della puleggia grande;
r il raggio della puleggia piccola;

avremo che il rapporto di trasmissione:

$$m = \frac{R}{r}$$

e che:

$$N : n = r : R$$

da cui:

$$n = \frac{R \times N}{r} = m \times N$$

$$N = \frac{n \times r}{R} = \frac{n}{m}$$

$$m = \frac{n}{N}$$

$$R = m \times r$$

$$r = \frac{R}{m}$$

Calcolazione del diametro delle puleggie:

D = diametro puleggia maggiore;
d = diametro puleggia minore;
N e n come sopra:

$$D = \frac{d \times n}{N}$$

$$d = \frac{D \times N}{n}$$

$$N = \frac{d \times n}{D}$$

$$n = \frac{D \times N}{d}$$

per i calcoli di precisione occorre tener conto anche dello spessore della cinghia nel determinare il raggio della puleggia. Oltre a ciò, al numero teorico dei giri si deve togliere quei giri che si perdono per il fenomeno dello scorrimento della cinghia il cui valore oscilla tra 0,5÷2 %.

Lunghezza teorica della cinghia.

Cinghie aperte. — Chiamando con:

R il raggio della puleggia grande;
r il raggio della puleggia piccola;
Δ la distanza fra gli assi;
L la lunghezza della cinghia;

si avrà:

$$L = 2\sqrt{\Delta^2 - (R - r)^2} + \pi + (R + r)$$
$$+ 2 (R - r) \text{ arc sen } \frac{R - r}{\Delta}$$

Cinghie incrociate (simboli come sopra):

$$L = 2\sqrt{\Delta^2 - (R - r)^2} + \pi (R + r) +$$
$$+ 2 (R + r) \text{ arc sen } \frac{R + r}{\Delta}$$

Approssimativamente può ritenersi:

$$L = 2\,\Delta + \pi\,(R + r).$$

Disposizione delle cinghie e distanza tra gli assi.

Cinghia aperta. — Si adotta quando si hanno forti variazioni di carico e quando le puleggie conduttrice e

condotta ruotano nello stesso senso (fig. 47). In tal caso la distanza fra gli assi

$$\Delta = 4 \div 6 \ D$$

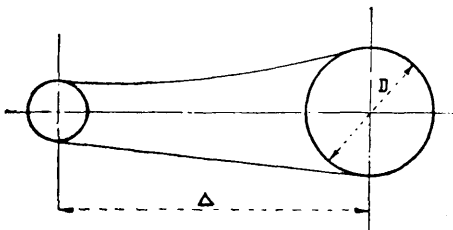



Fig. 47.

ove:

D = diametro della puleggia maggiore ed anche:
$\Delta = 3$ D con carico costante;
$\Delta = 2$ D con carico costante e V = 10 m./sec.

Cinghia incrociata. — Con tale disposizione le pulegge ruotano in senso inverso (fig. 48). In questo caso occorre che la distanza del punto di tangenza della cinghia sulla puleggia minore al punto di incrocio della cinghia stessa non sia tanto piccola e ciò affinchè la cinghia non si consumi troppo presto.

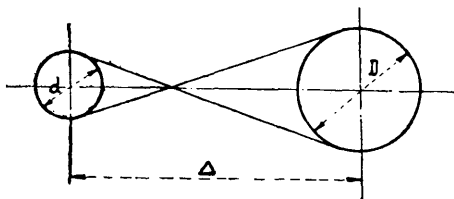



Fig. 48.

Tale distanza dovrà essere da $7 \div 10$ volte la larghezza della cinghia, la quale è bene non superi i 300 mm.

In ogni caso si può vantaggiosamente adoperare la seguente relazione tra la larghezza della cinghia, la distanza degli assi e i diametri delle puleggie:

$$\Delta = 10\, b\, \frac{D + d}{d}$$

in ogni caso:

$$\Delta = 4\ D$$

simboli già conosciuti.

Cinghia semi incrociata. — Si usa quando gli assi formano un angolo qualunque senza incontrarsi. In questo caso occorre che le puleggie siano tornite cilindriche e risultino con le mezzerie spostate fra di loro (fig. 49). Le cinghie semi incrociate sono soggette a una torsione ineguale sui bordi del nastro.

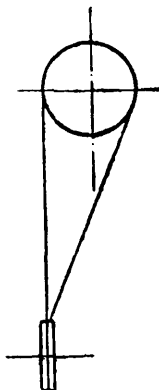



Fig. 49.

La larghezza di tali cinghie e la distanza fra gli assi possono essere calcolate con la formula:

$$b \leqq \frac{\Delta^2}{100\ D}$$

simboli noti:

$$\Delta \leq 10 \sqrt{3 \times D}$$

Cinghie di tela e gomma.

Le cinghie di tela e gomma sono confezionate in modo da potersi allungare elasticamente nella giusta misura, ossia senza essere antimeccaniche.

Esse possono offrire i seguenti vantaggi:

1° Grande omogeneità di struttura.
2° Spessore uniforme in ogni punto.
3° Grande flessibilità.
4° Forte aderenza.
5° Superficie piana.
6° Allungamento permanente quasi nullo.
7° Allungamento elastico minimo.
8° Grande resistenza alla rottura.
9° Resistenza ai vapori acidi, alcali ecc.
10° Prezzo conveniente.

Calcolo delle cinghie di tela e gomma.

Chiamando con:

N il numero delle tele occorrenti;

H potenza minima da trasmettere in HP.;

b larghezza della cinghia in cm.;

V velocità di questa in mm.;

si avrà:

per velocità fino a 5 m./sec.:

$$N = 26 \times \frac{H}{V \times b}$$

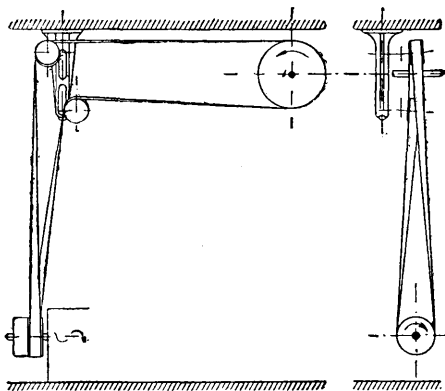



Fig. 54. Fig. 55.

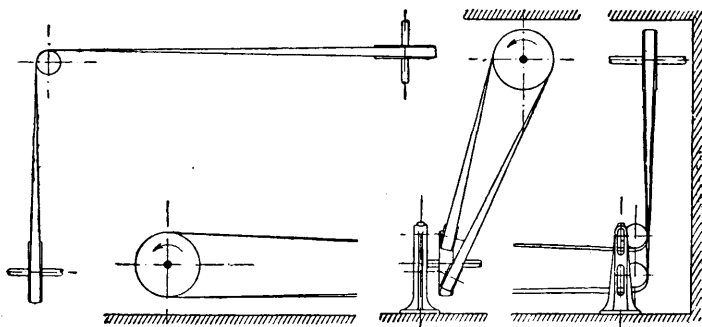
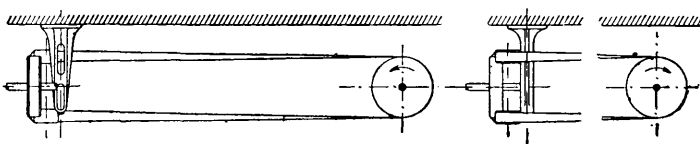
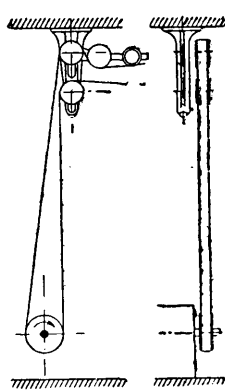



Fig. 57.

Fig. 56.

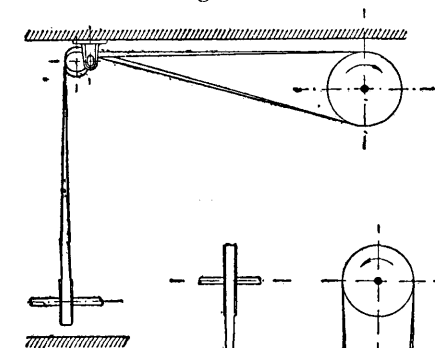



Fig. 52.

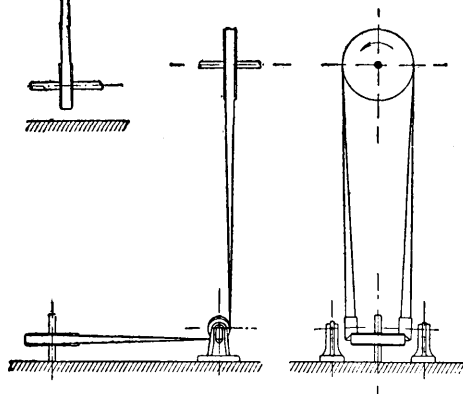
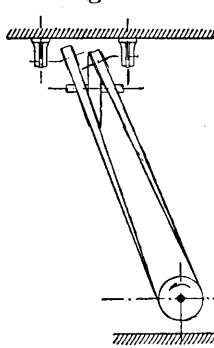



Fig. 51.

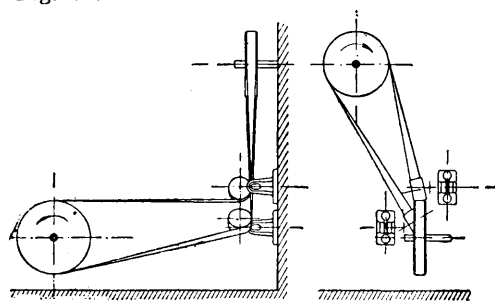



Fig. 50.

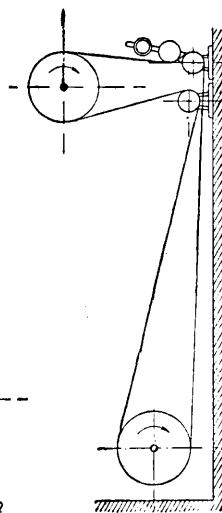



Fig. 53.

per V=5÷20 m./sec.:

$$N = 30 \times \frac{H}{V \times b}$$

per V=20÷30 m./sec.:

$$N = 35 \frac{H}{V \times b}$$

per V=oltre i 30 m./sec.:

$$N = 38 \times \frac{H}{V \times b}$$

Se il risultato che si ottiene con tali formule è frazionario e il decimale è 5 o più di 5 si adotta il numero intero immediatamente superiore, caso contrario il numero immediatamente inferiore.

Minimo diametro delle puleggie a seconda del numero delle tele.

Numero delle tele . .	2	3	4	5	6
Minimo diametro m/m	100	150	220	260	350

Rulli di guida e rulli tenditori o avvolgitori.

Rulli di guida. — Si usano allorquando si deve rinviare un tratto di cinghia come nel caso di trasmissioni aventi gli assi intersecantisi o comunque disposti in modo da non permettere una trasmissione diretta (figg. 50, 51, 52, 53, 54, 55, 56, 57).

Rulli tenditori o avvolgitori. — Questi rulli hanno lo scopo di aumentare l'angolo di avvolgimento della cinghia sulla puleggia (fig. 58) e non, come molti credono,

di aumentare la tensione della cinghia stessa, tensione, la quale anzi, resta diminuita poichè T e t diminuiscono con l'aumentare di α.

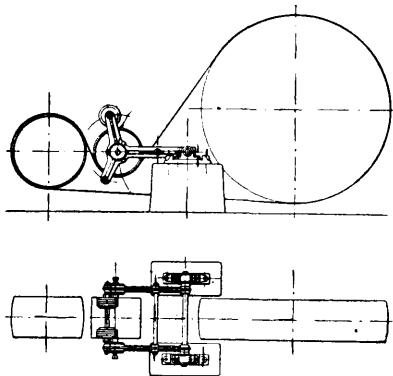



Fig. 58.

Al tenditore si ricorre ogni qual volta si abbia un rapporto troppo forte tra le puleggie ed una piccola distanza fra gli assi, oppure quando la scarsa larghezza della fascia della puleggia non permette l'uso di una cinghia adatta a trasmettere un dato sforzo, ed anche nel caso che debbasi evitare un ostacolo. I rulli tenditori, applicati sul tratto condotto (tratto allentato) della cinghia, offrono il vantaggio di poter trasmettere uno sforzo maggiore con una minore sezione di cinghia, di mantenere automaticamente la tensione di questa durante il lavoro e di toglierla durante il riposo. Oltre a ciò il rullo tenditore compensa gli allungamenti della cinghia e permette l'uso di cinghie corte.

Ma a questi vantaggi considerevoli si oppone il grande consumo della cinghia e la necessità di dovere adoperare cinghie ad anello o con giuntura speciale. Si con-

siglia quindi l'uso del tenditore solo in casi speciali e questo deve essere ben calcolato e ben costruito.

Nel comando individuale delle macchine, allorquando gli assi delle puleggie siano troppo vicini ed il rapporto di trasmissione sia grande, volendo adoperare una trasmissione a cinghia, è necessario l'uso del tenditore, il quale, se ben costruito potrà recare quei vantaggi di cui si è fatto cenno quì sopra.

In tal caso occorre che la cinghia sia di ottima qualità e molto sottile onde poter essere assai flessibile, ed avere le estremità riunite mediante il loro incollamento dopo averle tagliate obliquamente.

La larghezza della cinghia può essere calcolata con la seguente formula:

$$b/\text{cm} = \frac{6000 \times N}{d \times n \times s} + 2$$

ove:

N = potenza massima del motore;

d = diametro della puleggia del motore in cm.;

n = giri del motore al 1';

s = spessore della cinghia in cm.

La fascia della puleggia potrà essere cm. 1,5÷3 più larga di b.

La larghezza della cinghia può essere calcolata in base all'arco abbracciato da questa sulla puleggia minore e tenendo conto della forza centrifuga. Se T_1 è la tensione totale della cinghia:

$$b = \frac{\pi}{K \times s}$$

Giunzioni delle cinghie.

Giunzione a lacciuoli - Cinghie semplici.

Giunzione a quinconcie. — I fori sono disposti su due file, come è indicato dalla figura 59. La larghezza del lacciuolo è di 8 mm.

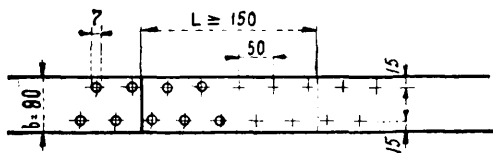



Fig. 59.

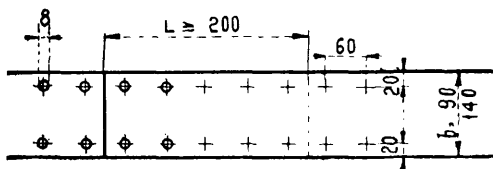



Fig. 60.

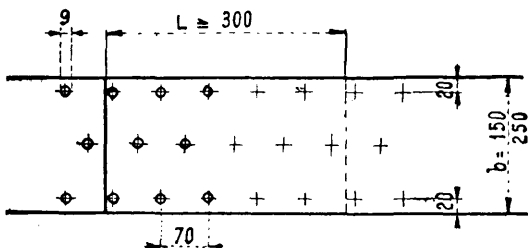



Fig. 61.

Giunzioni in parallelo. — I fori sono su due file in parallelo, come è rappresentato dalla figura 60. Larghezza dei lacciuoli 9÷10 mm.

Giunzione a diamante. — I fori sono su tre file, come mostra la figura 61. Larghezza dei lacciuoli 10 mm.

Giunzione ad esagono. — I fori sono su quattro file (fig. 62). I lacciuoli sono larghi 11 mm.

Fig. 62.

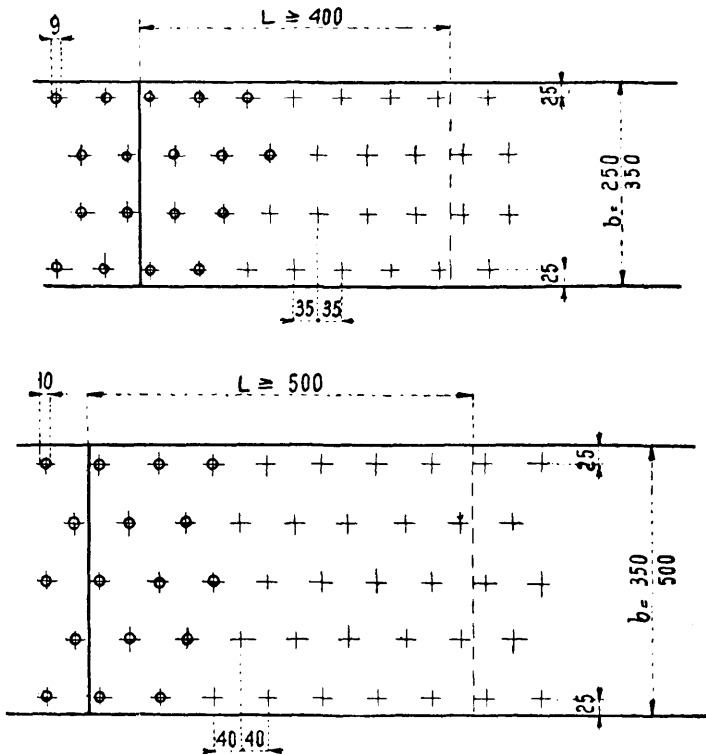



Fig. 63.

Giunzione a losanga. — I fori sono su cinque file, come mostra la figura 63. Larghezza dei lacciuoli 12 mm. Si facciano i punti sempre in parallelo evitando le diagonali e si lasci correre la cinghia con *la punta d'incollatura all'indietro* affinchè non si stacchi.

Cinghie doppie.

Largh. della cinghia doppia	Diametro fori	Largh. del lacciuolo
1000 mm.	12 mm.	13÷15 mm.
700 mm.	11 mm.	12÷13 mm.
400 mm.	10 mm.	11÷12 mm.

E' sempre bene evitare le cuciture di punta.

Giunzioni a colla.

La cinghia incollata, come mostra la figura 64 (15÷25 cm.² di superficie incollata per cm.² della sezione di cin-

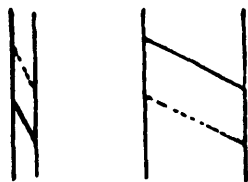



Fig. 64.

ghia) ha una marcia più silenziosa. Tale giunzione non è però indicata in luoghi umidi.

Giunzioni metalliche.

I giunti metallici sono di facile applicazione, ma il loro uso deve essere molto limitato poichè non offrono grande sicurezza e sciupano le cinghie.

Essi devono essere esclusi nelle cinghie che marciano ad una velocità superiore ai 5 m./sec.:

Migliori sono i coprigiunti metallici a vite e piastrine.

Perchè il lettore abbia un'idea esatta di tali giunti, ne illustreremo qui sotto alcuni tipi.

Giunzioni di acciaio tipo « Jackson ».

Sono a vite e piastrina e si usano per tutte le cinghie specialmente per quelle tessili.

Si applicano come è indicato nelle figure 65 e 66. La

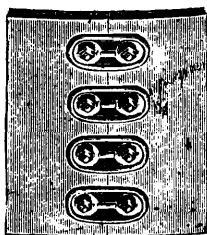



Fig. 65.

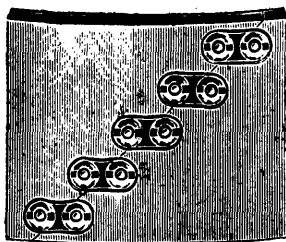



Fig. 66.

prima è detta *giunzione rettangolare,* la seconda *diagonale.*

Giunzioni d'acciaio tipo « Baxter ».

Sono analoghe a quelle precedenti e si usano pure per ogni sorta di cinghia. Il diamero della placchetta è

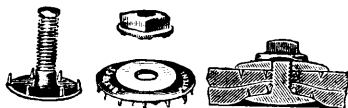



Fig. 67.

di 33 mm.; la testa della vite 28 mm., il diametro del filetto 8 mm. e la lunghezza della vite 25÷30 mm. (fig. 67).

Graffe a denti. — Sono rigide (fig. 68) ed a cerniera (fig. 69) in ghisa malleabile fusa al crogiolo.

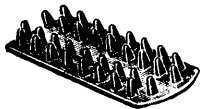



Fig. 68.

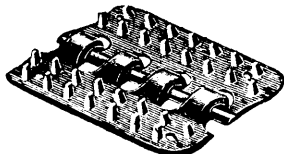



Fig. 69.

Sono di facile montaggio ma sono quelle che più sciupano le cinghie. Vedasi anche il tipo Bristol (fig. 70).

Fig. 70.

Graffe a schiena. — Sono di acciaio e di varie forme. Un tipo è quello indicato dalla figura 71. Si usano principalmente per cinghie tessute.

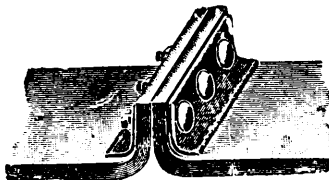



Fig. 71.

Durata delle cinghie. — Ogni cinghia di buona qualità, preservata da cause nocive, bene montata e custodita, può durare circa 15 anni ed anche più.

Cinghie doppie. — Hanno poca flessibilità, per cui è bene non impiegarle con puleggie di diametro minore di 2 m. Meglio servirsi di due cinghie sottili e larghe che corrono una a fianco dell'altra oppure sovrapposte senza incollatura o cucitura.

Norme sull'impiego e conservazione delle cinghie.

Perchè una trasmissione a cinghia possa ben funzionare con economia e grande rendimento meccanico occorre che la cinghia sia di buona qualità e ben calcolata secondo i criteri già accennati.

La cinghia deve essere giuntata a regola d'arte, qualunque sia il tipo della giunzione prescelta.

Le giunzioni devono essere rivolte tutte nello stesso senso, badando che lo spigolo interno della unghiatura non arrivi a contatto con la fascia della puleggia.

Prima di essere montate è bene che le cinghie siano, per alcuni giorni, sottoposte ad una tensione doppia o tripla di quella di lavoro.

Le cinghie di larghezza inferiore a 100 mm. si montano a mano, le altre servendosi di apposito apparecchio tenditore.

E' necessario che gli assi delle puleggie siano bene in squadro e le puleggie bene equilibrate e di grandi dimensioni con fascia convessa (l' 1 % della larghezza).

Nel caso di puleggia di piccolo diametro si adoperino cinghie molto sottili e larghe.

Non tendere eccessivamente le cinghie nelle trasmissioni lunghe ed orizzontali. Abolire l'uso della resina, pece greca, od altro per far meglio aderire la cinghia alla puleggia. Se sarà necessario si adoperi all'uopo un buon grasso adesivo che rende il cuoio morbido e lo conserva a lungo.

Le cinghie di cotone o di pelo di cammello è bene siano ammorbidite con olio di ricino spalmandone ogni mese la faccia superiore.

Le cinghie dovranno essere pulite spesso ed almeno una volta ogni anno è bene lavarle con leggera lisciva di soda o di acqua saponata; indi dovranno essere asciugate accuratamente e prima di adoperarle si spalmino da ambe le faccie con grasso di bue.

Costruzione delle puleggie per cinghie.

Le faccie delle puleggie possono munirsi di bordi per impedire la caduta della cinghia (fig. 72), ma ciò è da evitarsi in ogni caso perchè questi provocano il rapido consumo della cinghia stessa.

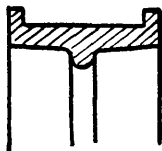



Fig. 72.

Le fascie si faranno quindi leggermente convesse in mezzo, ossia il loro profilo risulterà costituito da due linee ugualmente inclinate a $\wedge$, il cui vertice sarà raccordato con una curva.

Le puleggie si costruiscono generalmente in ghisa, o in ferro con mozzo in ghisa o di acciaio, oppure in legno.

Per le puleggie in ghisa di raggio R (fig. 73) valgono i seguenti dati costruttivi:

per cinghie normali aperte

grandi diametri: $B = 1{,}1\, b + 10$ mm.

piccoli diametri: $B = 1{,}05\, b + 10$ mm.

per cinghie incrociate $B = b + (50 \div 80)$;

per cinghie semi incrociate $B = 1{,}5\ b$.

$$C_1 = C + 0{,}02\ B$$

Colmo delle puleggie. — Per piccoli diametri 3 mm.; per grandi diametri 5÷8 mm. Oppure:

$$f = 0{,}02\ B \div 0{,}04\ B$$

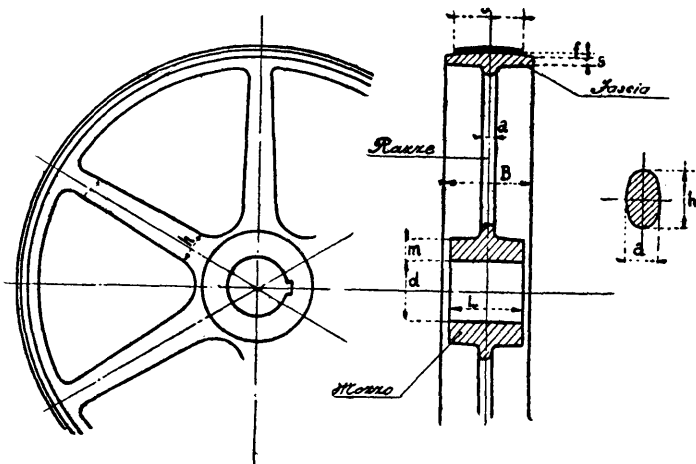



Fig. 73.

oppure:

per piccoli diametri $f = 0{,}06\ \sqrt{B\ cm}$

per grandi diametri $f = 0{,}1\ \sqrt{B\ cm}$

Spessore della fascia. — E' consigliabile calcolarlo usando la relazione del Grove:

$$S = 0{,}01\ B + 0{,}03\ D + 2\ \text{mm.}$$

Mozzo. — Si farà:

$$L = 1{,}2 \div 1{,}5\ d \text{ sempre } < B$$

$$m = 0{,}01\ R + 3 \div 0{,}01\ R + 2.$$

Per grandi puleggie, in cui B $\geqq$ 2,5 d:

$$L = 1/2 \ B.$$

Razze. — Il numero i delle razze non sarà mai inferiore a 4 ed in numero pari si farà:

$$i = \frac{1}{2} \left(5 + \frac{R}{b}\right)$$

oppure:

$$i = \frac{1}{7} \div \sqrt{D \text{ mm.}}$$

Per piccole puleggie le razze possono essere sostituite da un disco pieno dello spessore pari alla metà dell'asse maggiore della sezione ovale delle razze.

Le razze sono di sezione ovale o ellittica.

Chiamando con: h l'asse maggiore dell'ellisse (in cm.) (larghezza in vicinanza del mozzo); a l'asse minore in cm.) (spessore), si avrà:

$$h = 1{,}6 \sqrt[3]{\frac{D}{i}}$$

$$a = 0{,}4 \ h \div 0{,}5 \ h;$$

vicino alla fascia:

$$h' = \frac{4}{5} h$$

per razze diritte

$$h' = \frac{2}{3} h$$

per razze curve, od anche secondo il Pomini:

puleggie a razze semplici (D = 400 ÷ 1200 mm.) h = 0,15 D;
puleggie a razze doppie (D = 900 ÷ 2400 mm.) h = 0,10 D;
puleggie a razze triple (D = 3000 ÷ 5600 mm.) h = 0,05 D.

Se la larghezza della fascia supera i 300 mm. si useranno 2 ordini di razze (fig. 74). Le puleggie in due metà si uniscono con bulloni.

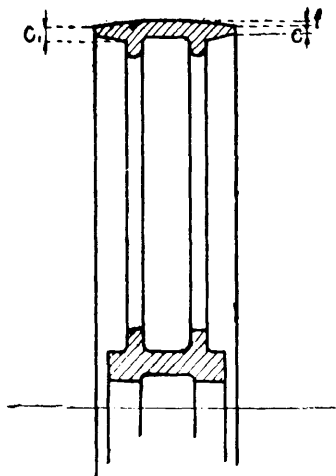



Fig. 74.

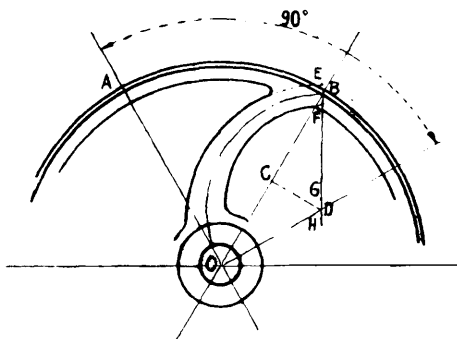



Fig. 75.

Le razze si preferiscono diritte perchè le curve aumentano il peso della puleggia senza conferire a questa una maggiore resistenza.

Il tracciato delle razze curve è reso evidente dalle figure 75 e 76.

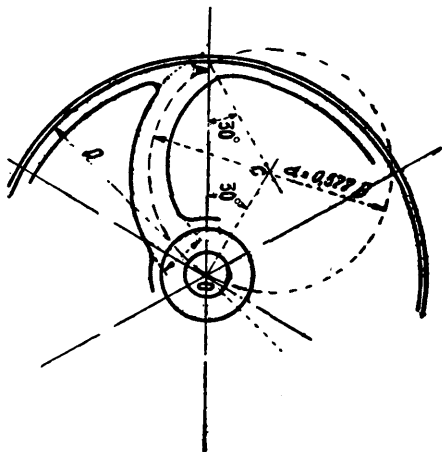



Fig. 76.

Iª Costruzione. — Siano OA e OB due razze consecutive. Si conduce per la O la perpendicolare ad AO, si prende OC=CB. Da C si alza la perpendicolare ad OB, D sarà il centro per tracciare l'asse della razza. Indi si farà:

$$BE = BF = \frac{1}{3}\, h$$

$$DG = DH = 1/6\; h$$

e con i centri G ed H se ne costruisce il profilo.

IIª Costruzione. — Sulla OA si conducano due raggi a 30° che si incontrano in C. Centro C e raggio $r = 0{,}577$ R si descrive un arco che sarà l'asse della razza. Il resto come nella costruzione precedente.

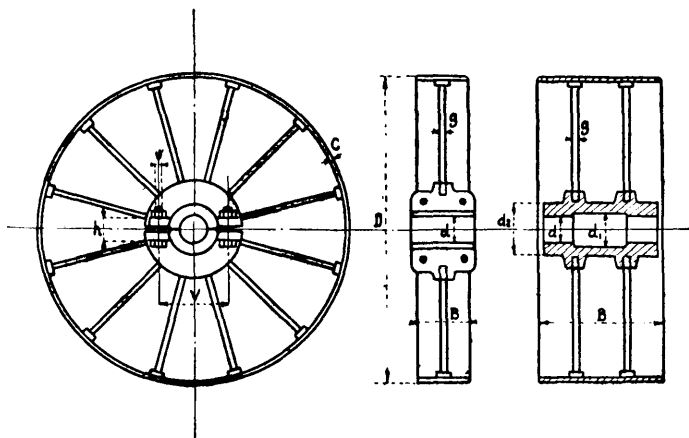



Fig. 77.

TABELLA.

Dati costruttivi delle corone e delle razze (fig. 77).

a 1 Crociera	Larghezza B della corona in mm. B = 100 — 150			B = 160 — 200			B = 210 — 250								
a 2 Crociere	B = 210 — 250			B = 260 — 300			B = 310 — 400			B = 410 — 500			B = 510 — 600		
D	i	g	c	i	g	c	i	g	c	i	g	c	i	g	c
300 — 500	6	13	4	6	16	4	6	16	5	6	18	6	6	20	6
510 — 600	6	16	4	6	16	4	6	16	5	6	20	6	6	22	6
610 — 700	6	16	5	8	18	5	8	16	6	8	20	7	8	22	7
710 — 800	8	16	5	8	18	5	8	20	6	8	22	7	8	24	7
810 — 900	8	16	5	8	18	6	8	20	6	8	22	7	8	24	8
910 — 1050	8	16	6	10	18	6	10	20	7	10	22	8	10	24	9
1060 — 1200	10	16	6	10	18	7	10	20	7	10	22	8	10	26	9
1210 — 1350	10	18	7	12	20	7	12	20	8	12	22	9	12	26	10
1360 — 1500	12	18	7	12	20	7	12	22	8	12	24	9	14	28	11
1510 — 1650	12	20	8	14	20	8	14	22	9	14	24	10	14	28	11
1660 — 1800	12	20	8	14	20	8	14	22	9	14	26	10	16	28	11
1810 — 2000	14	20	8	16	20	9	16	22	10	16	26	11	16	30	12

TABELLA.

Dati costruttivi del mozzo (fig. 77).

Dal Manuale dell'ing. Malavasi (Hoepli).

6 ÷ 8 razze						10 ÷ 12 razze						14 ÷ 16 razze					
d	d'	d^2	h	V	v	d	d'	d^2	h	V	v	d	d'	d^2	h	V	v
40	90	220	75	120	16	40	90	260	75	120	16	60	120	320	95	160	20
50	100	220	75	130	16	50	100	260	75	130	16	70	130	320	95	170	20
60	120	240	95	150	20	60	120	280	95	150	20	80	140	340	105	170	20
70	130	240	95	160	20	70	130	280	95	160	20	90	150	340	105	180	20
80	140	270	105	160	20	80	140	300	105	160	20	100	170	360	130	200	22
90	150	270	105	170	20	90	150	300	105	170	20	110	180	360	130	210	22
100	170	300	130	180	22	100	170	320	130	180	22	120	190	380	140	220	26
110	180	300	130	200	22	110	180	320	130	200	22	130	205	380	140	240	26
120	190	340	140	220	22	120	190	340	140	220	22	140	220	400	150	260	30
130	205	340	140	230	22	130	205	340	140	230	22	150	230	400	150	280	30
140	220	360	150	230	26	140	220	360	150	230	26	175	270	440	160	320	33
150	230	360	150	240	26	150	230	360	150	230	26	200	300	440	180	350	36

Cinghie trapezoidali.

Da pochi anni, nelle trasmissioni per legame flessibile, è stato introdotto un tipo di cinghia a sezione trapezoidale le cui misure normali sono rappresentate dalla figura 78.

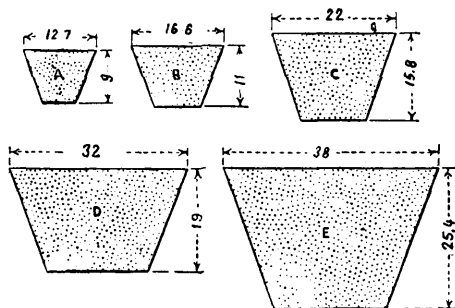



Fig. 78.

La potenza trasmessa da tali cinghie nelle diverse velocità lineari e per archi abbracciati di 180° è dato dalla seguente tabella.

TABELLA.

Velocità in m/sec.	SEZIONI				
	E	D	C	B	A
	HP	HP	HP	HP	HP
304,8	0,9	1,2	3,0	5,5	7,5
365,75	1,0	1,3	3,2	6,0	8,2
457,20	1,3	1,7	4,0	8,0	11,0
518,14	1,5	1,9	4,6	8,8	12,2
609,60	1,7	2,3	5,5	10,0	14,0
701,56	1.9	2,6	6,1	11,5	15,8
853,44	2,3	3,0	7,1	13,7	18,5
1,005	2,5	3,5	8,1	15,4	21,0
1,158	2,8	4,0	8,8	16,9	23 -

A seconda dei casi bisognerà però moltiplicare i valori di questa tabella per un coefficiente di lavoro c che potrà essere:

Carico leggero in avviamento e normale a regime	$c=1$
Leggere vibrazioni	$c=1,1$
Urti moderati	$c=1,25$
Urti violenti	$c=1,40$
Macchine a forti percosse	$c=1,75 \div 2$

Puleggie per cinghie trapezoidali.

Diametro minimo delle puleggie:

Sezione		Diametro minimo		
Sezione	E	Diametro	minimo	85
»	D	»	»	135
»	C	»	»	215
»	B	»	»	315
»	A	»	»	508

Le gole delle puleggie avranno il profilo indicato dalla figura 79.

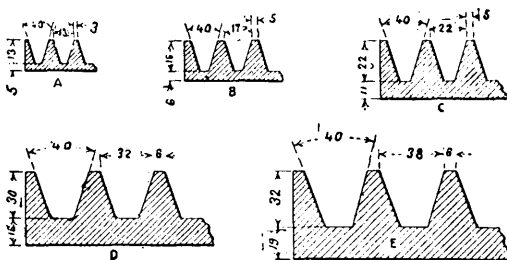



Fig. 79.

Le cinghie non dovranno mai toccare il fondo delle gole, esse dovranno adattarsi alle gole stesse come è indicato in figura 80.

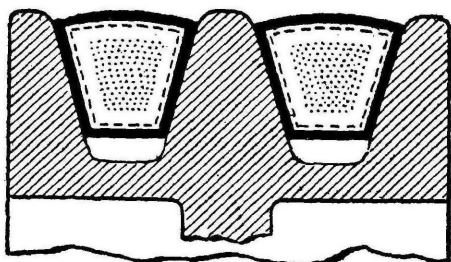



Fig. 80.

Cinghia cuneiforme a settori Roderwald.

Questa cinghia è un perfezionamento della cinghia cuneiforme piena, la quale ha il grave inconveniente di ri-

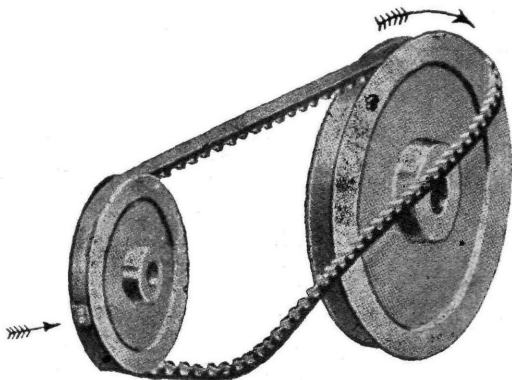



Fig. 81.

gonfiarsi internamente su tutto l'arco che abbraccia la puleggia e quindi di essere poco flessibile. La cinghia Roderwald, come mostra la figura 81, risulta quindi molto

più flessibile, pur avendo una superficie di attrito molto estesa.

Essa serve anche per grandi potenze e puleggie di piccolo diametro, ma non è adatta per forti distanze fra gli assi. Il suo impiego può sostituire il rullo tenditore o avvolgitore usato in casi speciali con la cinghia piana comune, le catene silenziose nei comandi delle macchine utensili, gruppi moto compressori. Il comando Roderwald è garantito di un effetto utile del 98,5 % e di un grado di trazione:

$$\frac{K_n}{K_a} = 1 = 100\,\%$$

TABELLA XXI.

Dimensioni usuali della cinghia a settori (fig. 82).

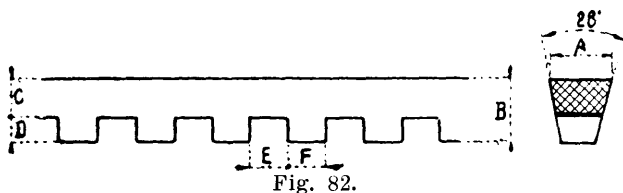



Fig. 82.

Profilo N°	1	2	3	5	7	9	10	11	12
A	10	13	16	19	25	32	38	50	50
B	10	11	12	14	18	20	23	20	26
C	6	7	7	8	10	11	12	11	13
D	4	4	5	6	8	9	11	9	13
E	8	8	10	10	10	13	13	13	13
F	8	8	10	10	10	13	13	13	13
Peso p. m/kg	0,07	0,125	0,165	0,225	0,425	0,825	0,69	0,95	1,3

Applicazioni numeriche.

Problema 7. — La puleggia condotta di una trasmissione ha il raggio di 300 mm. e deve compiere 100 giri al 1'. La puleggia conduttrice compie invece 50 giri. Si domanda quale deve essere il raggio di questa.

Risoluzione. — Il rapporto di trasmissione è:

$$m = \frac{106}{50} = 2$$

poichè la puleggia motrice deve essere maggiore di quella mossa nel rapporto suddetto si ha:

$$R = m \times r$$

e poichè $r = 300$ mm.:

$$R = 2 \times 300 = 600 \text{ mm.}$$

Problema. 8. — Calcolare i diametri di due puleggie la cui velocità periferica è di 5 m./sec. ed una compie 200 giri mentre l'altra ne compie 100.

Risoluzione.

$$V = \frac{2 \pi R n}{60}$$

nel nostro caso:

$$5 = \frac{2 \pi R \times 100}{60}$$

per cui:

$$2 \pi R = 3 \text{ m.} = 3000 \text{ mm.}$$

a cui corrisponde un diametro D=955 mm. L'altra puleggia avrà un diametro:

$$d = 955 \frac{100}{200} = 477{,}5 \text{ mm,}$$

Problema 9. — Si deve trasmettere una potenza di 15 HP. con un motore elettrico la cui puleggia motrice ha il diametro di 180 mm. e compie 1200 giri al minuto primo. Calcolare le dimensioni della cinghia di cuoio necessaria a comandare un albero che deve compiere 200 giri al 1'.

Risoluzione. — Il diametro della puleggia condotta sarà:

$$\frac{1200 \times 180}{200} = 1080 \text{ mm.}$$

$$V = \frac{D\,n}{60} = \frac{3{,}14 \times 0{,}18 \times 1200}{60} = 11{,}3 \text{ m/sec.}$$

Lo sforzo periferico sarà dato:

$$P = \frac{75\ N}{V} = \frac{75 \times 15}{11{,}3} \cong 100 \text{ Kg.}$$

La tensione del tratto motore ci è dato:

$$T = \frac{P\,.\,e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}$$

dove:

f=coefficiente di attrito=0,25 (per la messa in moto);

α=angolo di avvolgimento della cinghia sulla puleggia minore espresso in radianti. Supponendo $\alpha=165^{\circ}$;

e=2,718:

$$\alpha = \frac{\pi}{100} \times 165^{\circ} = 2{,}88$$

$$P = 100 \text{ Kg.}$$

per cui:

$$T = 100\ \frac{2{,}718^{\,0{,}25 \times 2{,}88}}{2{,}718^{\,0{,}25 \times 2{,}88} - 1} = 100 \times \frac{2{,}056}{1{,}056} = 195 \text{ Kg.}$$

la tensione del tratto mosso:

$$T = 100 \frac{1}{e^{f\alpha} - 1} = \frac{100}{1,056} = 95 \text{ Kg.}$$

Per calcolare la sezione della cinghia si terrà conto della tensione determinata dalla forza centrifuga; occorre quindi considerare nel tratto motore una tensione:

$$T_1 = T + q \frac{V^2}{g}$$

ove:

q=peso in Kg.-m. di cinghia;
V=velocità della cinghia in m./sec.;
g=accelerazione di gravità=9,81 m./sec.^{2}.

Per determinare q supponiamo che la cinghia sia larga 130 mm. ed abbia uno spessore di 5 mm., il peso per metro lineare (ammesso per il cuoio un peso specifico $\delta = 1100$ Kg.-m.^{3}) sarà:

$$q = 0,13 \times 0,005 \times 1100 = 0,715 \text{ Kg.}$$

e poichè:

$$V = 11,3 \text{ m./sec.}$$

si avrà:

$$T_1 = 195 + 0,715 \frac{\overline{11,3}^2}{9,81} = 204,3 \text{ Kg.}$$

Ora possiamo determinare le dimensioni esatte della cinghia capace di sopportare la tensione T_1.

$$b = \frac{T_1}{K \times s}$$

ove:

s=spessore della cinghia=5 mm.;
K=0,30 Kg.-mm.^{2} coefficiente di sicurezza per il cuoio;
quindi:

$$b = \frac{204,3}{0,3 \times 5} = 125 \text{ mm.}$$

Problema 10. — Calcolare il numero delle tele di una cinghia di tela e gomma non più larga di 20 cm. capace di trasmettere, alla velocità di 15 m./sec., una potenza di 25 HP.

Risoluzione. — Essendo:

$$V < 20 \text{ m./sec.}$$

il numero delle tele sarà dato da:

$$N = \frac{30 \times HP}{V \times b}$$

ossia:

$$N = \frac{30 \times 25}{15 \times 20} = 2{,}5$$

Poichè il decimale è 5, l'intero immediatamente superiore è 3. Ossia occorrono 3 tele.

Trasmissione con corde.

Trasmissione a corde vegetali.

Queste trasmissioni possono richiedersi per piccole forze e basse velocità usando in tal caso corde di cotone di piccolo diametro, lacciuoli di guttaperca ed anche di budella. Ma l'applicazione più importante delle corde vegetali si fa nelle trasmissioni di forza, quando la distanza degli assi e gli sforzi periferici più non si adattano all'uso delle cinghie.

Oltre a ciò la trasmissione a corda permette la ripartizione della forza motrice su diversi alberi in diverse direzioni con un maggior rendimento dell'impianto.

Inoltre, la durata delle corde è superiore a quella delle cinghie.

La rottura di una corda non provoca l'arresto immediato della trasmissione. Sono così evitati i pericoli per la improvvisa rottura del legame flessibile.

Le corde poi sono più elastiche delle cinghie, per cui la motrice risente meno i danni delle variazioni del carico.

A parità di tensione l'adesione della corda è > del 18 % di quella della cinghia.

Con l'adozione delle corde si riduce al minimo la perdita dei giri dovuta alla differenza di tensione fra il tratto conduttore e quello condotto (circa 1/3). Se poi la distanza supera i 12 m. e le corde sono intrecciate, tale perdita è quasi nulla.

Con le corde si può raggiungere anche una velocità di 50 m./sec. ed una marcia più silenziosa.

Specie delle corde vegetali. — Non si usino corde fabbricate a mano perchè poco resistenti e soggette a continui allungamenti. Per una buona trasmissione meccanica di forza motrice occorrono corde intrecciate costruite a macchina con tutti gli accorgimenti della tecnica moderna (fig. 83). Queste possono essere a sezione rotonda, quadrata e poligonale. Queste due ultime sezioni sono preferite alla prima poichè la corda a sezione rotonda facilmente si allunga e gira sul suo asse causando maggiore perdita di giri. Oltre a ciò, l'uso delle corde a sezione rotonda è indicato solo quando le puleggie abbiano un diametro di circa 40 volte quello delle corde e la distanza degli assi non superi i 25 m. e la velocità di 25 m./sec.

Le corde intrecciate quadrate o poligonali sono formate da numerosi fili ritorti e stirati riuniti in trefoli. Detti fili subiscono anche uno speciale processo di lubrificazione onde diminuire il loro mutuo attrito.

Queste corde sono normalmente costruite a sei e ad otto trefoli. Queste ultime sono le migliori perchè presentano meno vuoti fra trefolo e trefolo e quindi hanno maggiore

superficie di controllo con le gole delle puleggie. Le corde intrecciate quadrate o poligonali si fabbricano di una lun-

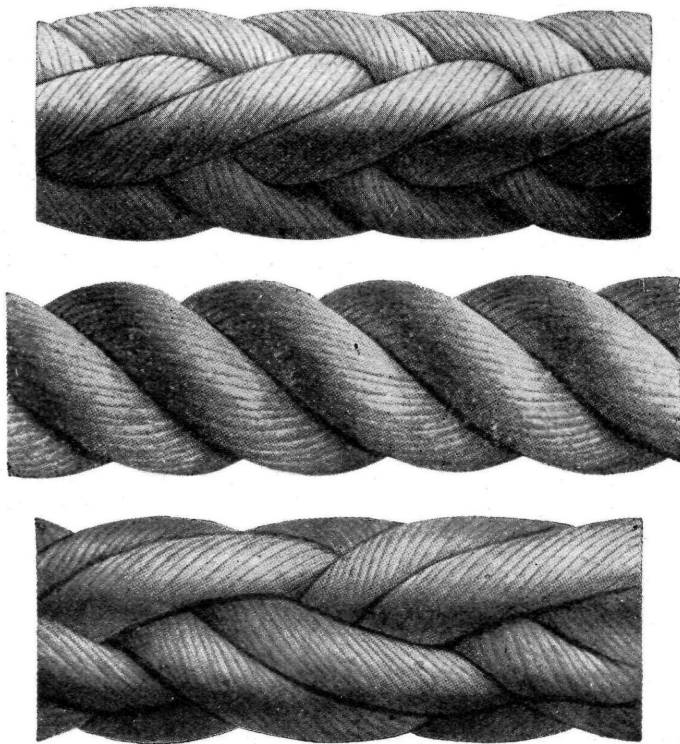



Fig. 83.

ghezza superiore al Km., mentre quelle rotonde non superano i 250 m. Da ciò risulta che con l'adozione delle prime si riduce lo spreco dovuto a scarti ed eccedenze.

Calcolo delle trasmissioni con corde vegetali.

Diametro delle puleggie. — Affinchè le corde abbiano una maggiore durata occorre che le puleggie abbiano il maggior diametro possibile.

Possiamo stabilire:

per corde di cotone $D = 20 \div 30\ d$;
per corde rotonde di Manilla e canapa $D = 30 \div 40\ d$;
per corde intrecciate quadrate o poligonali $D \cong 25d$.

Qualora non si potessero adoperare puleggie di grande diametro occorre ridurre il diametro (d) delle corde aumentando il loro numero.

Minima distanza fra gli assi ($\triangle$).

Per corde rotonde $\triangle = 2\ (D + D_1)$;
per corde intrecciate quadrate o poligonali $\triangle = D + D_1$.

Massima distanza tra gli assi.

Per corde rotonde $\triangle = 20 \div 25$ m.;
per corde intrecciate quadrate o poligonali $\triangle = 30 \div 40$ m.

Velocità delle corde (V).

Per corde rotonde di Manilla e canapa $V = 10 \div 25$ m./sec.
per corde rotonde di cotone $V = 15 \div 30$ m./sec.;
per corde intrecc. quadrate o poligonali $V = 20 \div 40$ m./sec.

Sforzo teorico delle corde (F).

Ricordiamo che:

$$F = \frac{75\ N}{V}$$

ove:

$$N = \text{forza da trasmettere}$$

e poichè:

$$V = \frac{\pi R n}{30} = 0{,}105 R n$$

ove:

R = raggio della puleggia motrice in m.;
n = numero dei giri al 1'.

Tensione massima delle corde (T).

$$T = 2F.$$

Carico di sicurezza delle corde.

Per corde rotonde di Manilla e canapa K = 7 Kg.-cm.^{2};
per corde rotonde di cotone K = 6 Kg.-cm.^{2};
per corde intrecciate quadrate o poligonali K = 10 ÷ 12 Kg.-cm.^{2};
per corde incatramate K = 12 ÷ 15 Kg.-cm.^{2}.

Numero delle corde (i) *e loro diametro* (d).

Se Ω è la sezione totale delle corde, i il loro numero, d il loro diametro in mm., sarà:

$$i = 17 \frac{F}{d^2} = 1273 \frac{N}{d^2 V}$$

e:

$$d = 4{,}12 \sqrt{\frac{F}{i}} \cong 36 \sqrt{\frac{N}{i V}}$$

ritenendo K = 15 Kg.-cm.^{2}.

Rigidezza delle corde. — La corda ha una rigidezza che concorre a rendere la potenza P maggiore della resisten-

za Q (fig. 84). Se indichiamo con R tale forza addizionale, è ovvio che si dovrà avere:

$$P = Q + R$$

ed

$$R = c \frac{d^2}{D} Q$$

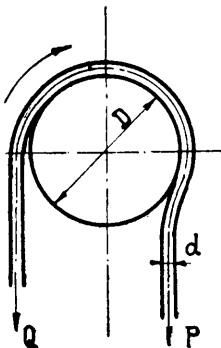



Fig. 84.

ove:
d = diametro della corda in mm.;
D = diametro puleggia in mm.;
Q = sforzo teorico della corda.

Il valore della costante C varia a seconda dei diversi tipi di corda:
per corde rotonde C = 0,026;
per corde intrecciate quadrate o poligonali C = 0,018.

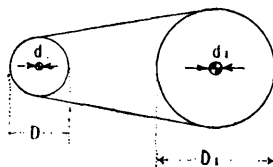
Lavoro consumato. — Chiamando con L il lavoro in Kgm. che occorre ogni minuto secondo per vincere la rigidezza della corda, se n è il numero dei giri al 1' della puleggia:

$$L = R \frac{\pi D n}{60} = c \frac{d^2}{D} Q \frac{\pi D n}{60} = 0{,}0525 \, C \, d^2 \, n \, Q.$$

Perdita di forza per l'attrito dei perni — La percentuale P di perdita per attrito dei perni in queste trasmissioni è data (fig. 85):

$$P = \mu \left(\frac{d}{D} + \frac{d_1}{D_1} \right) + c$$

Fig. 85.

ove:

μ è un coefficiente relativo alla tensione della corda;
$\mu = 0,20$ per corde rotonde;
$\mu = 0,11$ per corde intrecciate;
tale perdita di forza è di:
$\backsim$1,9 % per corde rotonde;
$\backsim$0,92 % per corde intrecciate quadrate o poligonali.

Forza centrifuga. — Allorquando una corda supera il limite di velocità normale, questa, per effetto della forza centrifuga, tende a staccarsi dalla gola della puleggia. In tale caso occorre tenere conto della forza centrifuga la quale, per ogni puleggia, è data da:

$$F = \frac{M\,V^2}{R} = \frac{P\,V^2}{g \times R}$$

ove:
P = peso in Kg. della corda per tutto il contatto con la puleggia;
$g = 9,81$ m./sec.^{2} accelerazione di gravità;
V = velocità della corda in m./sec.;
R = raggio della puleggia in m.

Una corda che alla velocità normale di 25 m. trasmette N cavalli, a 30 m. ne dovrebbe trasmettere:

$$N \frac{30}{25} = 1,2 \ N$$

praticamente, siccome la forza centrifuga causa una perdita di $\backsim$ 8 %, la potenza trasmessa a 30 m. sarà:

$$1,2 \ N \times 0,92 = 1,104 \ N$$

ossia a 30 m. si trasmette solo il 10 % (non il 20 %) in più della potenza trasmessa a 25 m.

Da ciò risulta che per trasmettere una > potenza mediante una velocità maggiore occorre aumentare la tensione della corda facendola lavorare con un minore coefficiente di sicurezza.

Norme per la giunzione, montaggio e manutenzione delle corde.

Anche per le corde, come per le cinghie, è bene che il tratto condotto stia di sopra poichè abbraccia un maggior arco di puleggia e quindi trasmette uno sforzo maggiore. Tale regola, come tutte le regole, può avere qualche eccezione trattandosi di impianti di ferriere e laminatoi poichè, in tal caso, le corde sono soggette a forti scosse che vengono meglio assorbite se la curva del tratto condotto trovasi inferiormente.

Allorquando il tratto inferiore delle corde minaccia di toccare il suolo o quello superiore quello inferiore, si ricorre all'uso delle puleggie di sostegno le quali avranno le gole rotonde per corde rotonde e poligonali, e ad angolo per quelle quadrate.

Per impianti all'aperto è bene adoperare corde di Manilla o cotone, di qualunque specie esse siano, abolendo quelle di canapa. In tali casi rispondono bene le trasmis-

sioni a corda continua con tenditore. Perchè le corde non si logorino facilmente, specie per l'effetto del riscaldamento delle fibre che le compongono, le quali tendono a polverizzarsi, occorre che ogni tanto, almeno una volta al mese, siano unte con buonissimo grasso speciale (ottimo quello preparato dalla Corderia Nazionale di Sampierdarena).

La migliore giunzione delle corde è quella eseguita a mano da operai esperti in quanto che trattasi di lavoro difficile e paziente.

I giunti metallici sono poco preferibili poichè indeboliscono la corda, sciupano le gole delle puleggie e presentano il pericolo di rompersi istantaneamente con danno del materiale e delle persone.

Profilo delle gole delle puleggie.

Le puleggie sono generalmente di ghisa in uno o due pezzi, le razze sono in numero di sei ed anche più a se-

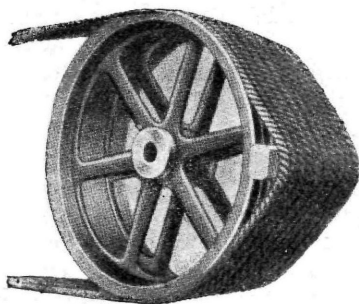



Fig. 86.

zione ellittica. Le puleggie a più gole, aventi una larghezza di oltre 300 mm., si eseguiscono con due ordini di razze (fig. 86).

Il loro dimensionamento si fa usando le stesse regole costruttive delle puleggie per cinghie. Nella costruzione di queste puleggie ciò che più interessa è il profilo delle gole, le quali debbono essere a pareti ben liscie formando

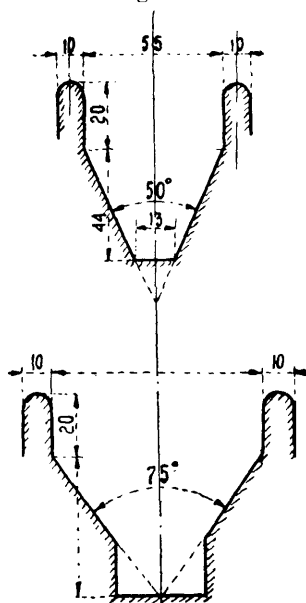



Fig. 87.

Fig. 88.

una spezzata (fig. 87). I fianchi su cui poggia la corda, avranno un angolo compreso tra 45° e 50°. Tali gole costituiscono il profilo normale e servono per cavi rotondi, quadrati e poligonali. In casi speciali si usa anche il profilo indicato dalla figura 88.

Applicazioni numeriche.

Problema 11. — Per mezzo di corde di canapa del diametro di 30 mm. si deve trasmettere uno sforzo tangenziale di 400 Kg. Quante ne occorreranno?

Risoluzione.

$$i = 17 \frac{P}{d^2} = 17 \frac{400}{30^2} = 7{,}48$$

ossia 8 corde.

Problema 12. — Una puleggia a 5 gole deve trasmettere uno sforzo di 500 Kg.; quale diametro avrà la corda?

Risoluzione.

$$d = 4{,}12 \sqrt{\frac{P}{i}}$$

per cui:

$$d = 4{,}12 \sqrt{\frac{500}{5}} = 4{,}12 \times 10 = 41{,}12 \text{ mm.}$$

per cui assumerà il valore immediatamente superiore dato dal commercio, ossia $d = 45$ mm.

Trasmissioni con corde metalliche o telodinamiche.

Oggi giorno queste trasmissioni sono in disuso, ma prima della scoperta delle macchine elettriche l'energia meccanica si trasportava a distanza mediante le trasmissioni telodinamiche le quali però difficilmente superavano uno spazio di 1500 metri. Esse dovevano necessaria-

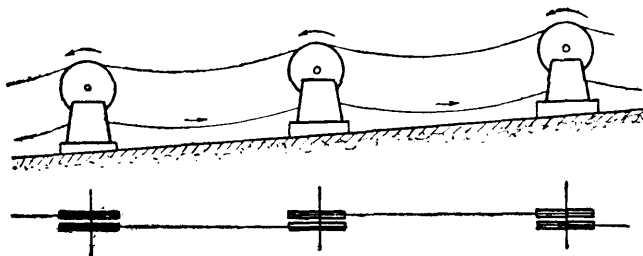



Fig. 89.

mente servirsi di stazioni o puleggie intermedie (fig. 89) a doppia gola ogni una delle quali riceveva una corda distinta.

La distanza degli assi di tali puleggie non deve superare i 120 m. poichè è questa la distanza massima fra le puleggie consentita nelle trasmissioni telodinamiche. Come abbiamo già detto, queste trasmissioni si adoperano allorquando si abbia da trasmettere grandi sforzi a distanze non consentite dalle corde vegetali. Le funi metalliche si usano anche:

Nei pozzi di estrazione.

Per trasporto di materiali su piani inclinati.

Nelle ferrovie aeree.

In vari usi tecnici (argani, accessori, ponti sospesi ecc.).

Corde metalliche. — Sono fabbricate con fili di ferro omogeneo o di acciaio zincati ed anche, in casi speciali, piombati o stagnati. Queste corde sono formate da lignuoli torti e disposti attorno ad un'anima centrale di ca-

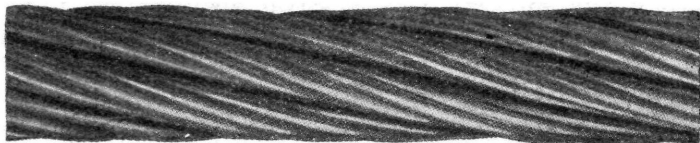



Fig. 90.

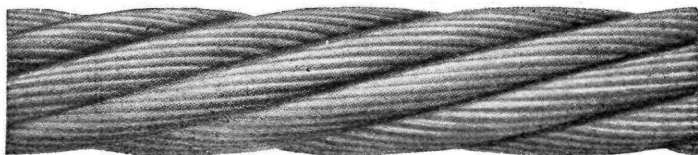



Fig. 91.

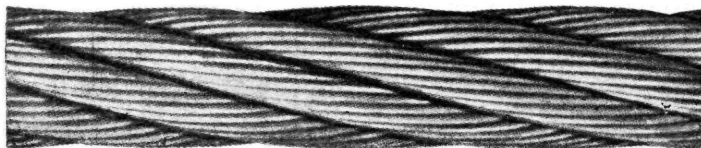



Fig. 92.

nape. Riguardo alla sezione le corde metalliche possono essere rotonde con torsione a destra (fig. 90) od a sinistra (fig. 91), intrecciate a sezione quadrata o poligonale. Vi sono anche le corde metalliche a costruzione chiusa (per ferrovie aeree) (fig. 92) rotonde a lignuoli

ovali. Le funi metalliche si distinguono per il numero dei lignuoli e delle anime di canapa, dal numero dei fili co-

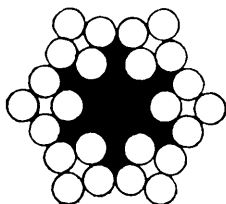
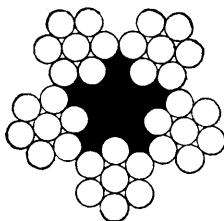



Fig. 93. Fig. 94.

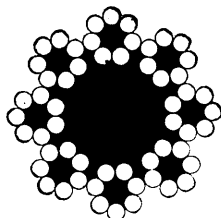
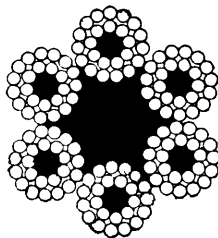



Fig. 95. Fig. 96.

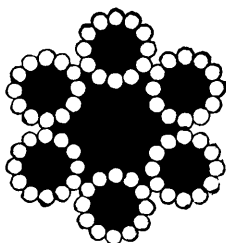



Fig. 97.

stituenti i lignuoli, per le torsioni dei fili e dei lignuoli ogni metro lineare e per il materiale che le costituiscono.

Numerosissime sono quindi le combinazioni della loro sezione, come è indicato nelle figure 93, 94, 95, 96, 97, le quali rappresentano alcune di dette sezioni.

Dati di calcolo.

Diametro delle puleggie (D).

$$D = 150\ d = 1000\ \delta$$

ove:

d = diametro della fune;
δ = diametro dei fili che la compongono.

Distanza fra gli assi ($\triangle$). — Nelle trasmissioni telodinamiche è il peso proprio della fune che determina la tensione di lavoro di questa, onde affinchè tale peso sia raggiunto occorre che gli assi delle puleggie siano a considerevole distanza.

Si farà:

$$\triangle = 35 \div 120 \text{ m.}$$

Resistenza delle funi. — Il carico di rottura del materiale costituente le funi è:

R = 55÷60 Kg.-mm.^{2} per ferro omogeneo;
R = 120÷220 Kg.-mm.^{2} per acciaio.

Tale carico non deve essere inferiore ad:

8÷10 volte lo sforzo tecnico per trasporto di persone;
6÷8volte lo sforzo teorico per trasporto di materiale;
4÷8 volte lo sforzo teorico per grue, argani, ecc.

Velocità (V).

$$V = \frac{\pi R n}{30}$$

ove:

R = raggio della puleggia in m.;
n = numero dei giri al 1'.

Tale velocità delle funi varia da 6÷8 m./sec., in casi eccezionali può arrivare a 20 m./sec.

Sforzo teorico delle funi (P).

$$P = \frac{75\ N}{V}$$

ove:

N=forza da trasmettere in HP.;
V=velocità periferica in m./sec.

Peso della fune (q). — Supposto 7,8 Kg.-dm.³, il peso specifico del ferro o acciaio, chiamando con d in mm. il diametro di un filo e con i il numero dei fili costituenti la corda, il peso di un metro lineare di questa sarà:

$$q = \frac{\pi\ d^2}{4} \times i \times 1000 \times 0{,}0000078 = 0{,}00612\ i\ \delta^2 \text{ Kg.-ml.}$$

Siccome però nelle corde i fili ed i lignuoli che le compongono sono avvolti ad elica, tale peso aumenta di $\backsim \frac{1}{3}$ per cui un metro di corda pesa:

$$q = 0{,}0075\ i\ \delta^2 \text{ Kg.-ml.}$$

Calcolo del diametro del filo.

Ritenendo come per le cinghie:

$$T = 2\ P$$

$$P = t$$

e che V vari tra i 40 m./sec. Se i è il numero dei fili di diametro δ, si avrà:

$$T = 2\ t = 2\ P = \frac{\pi\ \delta^2}{4}\ K \times i$$

da cui:

$$\delta = 1{,}6 \sqrt{\frac{P}{K \times i}}$$

e poichè:

$$P = \frac{75\ N}{V}$$

$$\delta = 13{,}85 \sqrt{\frac{N}{K \times i \times V}}$$

Valori di E. — I valori medi del modulo di elasticità E in Kg.-mm.² sono:

filo di ferro omogeneo E=20000;
filo di acciaio omogeneo E=22000.

Saetta di incurvamento.

Considerando lo schema indicato dalla figura 98 si ha:

$$h = \frac{q\ \Delta^2}{8\ t} \qquad H = \frac{q\ \Delta^2}{8\ T}$$

$$h_0 = 1{,}5 \quad H = 0{,}75\ h.$$

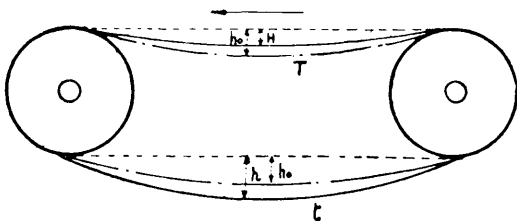



Fig. 98.

Applicazioni numeriche.

Problema 13. — Due puleggie di una trasmissione telodinamica sono distanti 40 m. e quella motrice tra il diametro di 1600 mm. Esse compiono rispettivamente 160 e 125 giri al 1' trasmettendosi una potenza di 50 HP. con

funi i cui fili hanno il Φ di 1 mm. Calcolare gli elementi più importanti di tale trasmissione.

Risoluzione. — Stabiliamo la velocità periferica della puleggia motrice:

$$V = \frac{\pi D n}{60} = \frac{3{,}14 \times 1{,}6 \times 1{,}60}{60} = 13{,}4 \text{ m/sec.}$$

a cui corrisponde uno sforzo periferico:

$$P = \frac{75 N}{V} = \frac{75 \times 50}{13{,}4} = 280 \text{ Kg.}$$

Supponendo la gola della puleggia rivestita di cuoio; per ferro su cuoio avremo:

$$p = 0{,}25$$

e per:

$$\alpha = 2{,}8 \qquad e^{f\alpha} = 2$$

lo sforzo sulla fune, tratto conduttore, sarà:

$$T = 2\ P = 560 \text{ Kg.}$$

Il diametro della fune potrà essere:

$$d = 0{,}8 \sqrt{P} = 0{,}8 \sqrt{280} = 12{,}8 \text{ mm.}$$

sceglieremo una fune metallica con $d = 12$ mm. senza canapa nei trefoli costituita da 56 fili del $\Phi = 1$ mm.

Peso della fune:

$$q = 0{,}0075 \times i \times \delta^2 = 0{,}0075 \times 56 \times 1^2 = 0{,}42 \text{ Kg.-ml.}$$

La sezione complessiva:

$$\sigma = \sigma_t + \sigma_f = \frac{T}{\frac{\delta^2 \times \pi}{4} \times i} + \frac{3}{8} E \times \frac{\delta}{D} =$$

$$= \frac{560}{\frac{1^2 \times 3{,}14}{4} \times 56} + \frac{3 \times 2000000}{8} \times \frac{1}{1600} = 1740 \text{ Kg/cm}^2$$

Per il tratto condotto:

$$t = 280 \text{ Kg.}$$

Il diametro della puleggia mossa:

$$D_1 = 1600 \times \frac{160}{125} = 2100 \text{ mm.}$$

La freccia della fune nel mezzo sarà:

$$H = \frac{q\ \Delta^2}{8\ T} = \frac{0,42 \times 40^2}{8 \times 560} = 0,15 \text{ m.}$$

$$h = \frac{q\ \Delta^2}{8\ t} = \frac{0,42 \times 40^2}{8 \times 280} = 0,30 \text{ m.}$$

La tensione durante il riposo:

$$T_o = \frac{T + t}{2} = \frac{560 \times 280}{2} = 420 \text{ Kg.}$$

per cui:

$$h_o = \frac{0,42 \times 40^2}{8 \times 420} = 0,2 \text{ m.}$$

Pressione sugli assi:

$$p = 2\ T_o = 840 \text{ Kg.}$$

PARTE III

Trasmissione del movimento per legame rigido.

In queste trasmissioni, supponendo ad esempio, che il legame rigido costituito dall'asta AB (fig. 99) unisca le estremità di due manovelle OA O'B, si avrà sempre che « le velocità angolari sono inversamente proporzionali ai

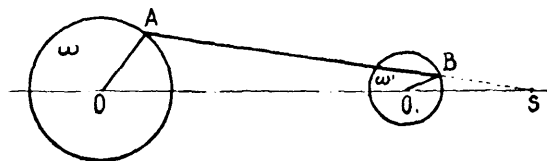



Fig. 99.

segmenti tagliati, sulla linea dei centri, dalla linea di azione », ossia:

$$\omega : \omega' = O'S : OS.$$

Questo è il teorema fondamentale che regola tutte le trasmissioni per legame rigido.

Supponendo poi che la manovella OA fosse di raggio infinito, l'arco da essa descritto sarebbe un segmento rettilineo, ed in tal caso si avrebbe la trasformazione del

movimento da circolare continuo in rettilineo alternativo e viceversa.

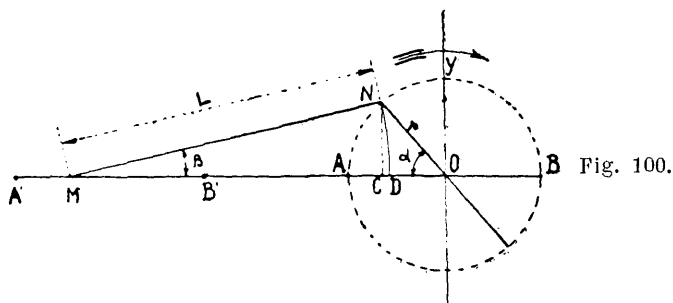
E' questa la trasformazione di movimento della quale ora parleremo costituendo il meccanismo di *biella* e *manovella*.

Il caso più comune di tale meccanismo si ha quando « la direzione del movimento rettilineo passa per il centro di rotazione della manovella. Ordinaria trasmissione di biella e manovella.

Teorema fondamentale. — Nel meccanismo di biella e manovella, la velocità assoluta del perno di manovella sta a quella dello stantuffo, come il raggio di manovella sta al segmento perpendicolare alla linea dei punti morti, compresi fra il centro e il prolungamento della biella.

Spazio percorso dal piede di biella.

Abbiasi la manovella r e la biella L (fig. 100). Si abbassi da N la perpendicolare alla linea dei centri in C

Fig. 100.

e si descriva l'arco ND con centro in M e raggio L. Lo spazio A'M descritto dal piede di biella sarà:

$$x = A'M = AD = r - r \cos\alpha + L - L \cos\beta$$
$$= r\,(1 - \cos\alpha) + L\,(1 - \cos\beta)$$

dal triangolo ONM si ha:

$$\frac{r}{L} = \frac{\text{sen}\,\beta}{\text{sen}\,\alpha}$$

per cui:

$$\text{sen}\,\beta = \frac{r}{L}\,\text{sen}\,\alpha$$

$$\cos\beta = \sqrt{1 - \frac{r^2}{L^2}\,\text{sen}^2\,\alpha}$$

per $\alpha = o$ $x = o$ per $\alpha = 180^\circ$ $x = 2\,r$ per $\alpha = 90^\circ$

$$x = r \pm \frac{1}{2}\,\frac{r^2}{L}$$

Quando il bottone di manovella è in Y il piede di biella non è a metà corsa, esso ha percorso uno spazio minore pari a:

$$r - \frac{1}{2}\,\frac{r^2}{L}$$

e nel ritorno:

$$r + \frac{1}{2}\,\frac{r^2}{L}$$

Velocità del piede di biella. — Chiamando con V_p tale velocità e con V_b quella del bottone di manovella, approssimativamente, riferendoci alla figura 100, si ha:

$$V_p = V_b\,\text{sen}\,\alpha\,(1 \pm \frac{r}{L}\cos\alpha)$$

per $\alpha = o$ ed $\alpha = 180^\circ$

$$V_p = O$$

per $\alpha + \beta = 90^\circ$

$$V_p = \frac{V_b}{\cos\beta}$$

risulta massima per $\alpha = 90^\circ$ ed allora:

$$V_p = V_b.$$

Ciò dice che la velocità cresce da zero ad un massimo, quando:

$$\alpha+\beta=90^\circ$$

ossia quando la biella è tangente alla circonferenza descritta dal perno di manovella. Dopo ciò, tale velocità, decresce con legge inversa fino a zero. Praticamente però, data la lunghezza della biella rispetto al raggio di manovella si considera il movimento simmetrico.

Velocità media. — Chiamando con S la corsa, n il numero dei giri al 1' del bottone di manovella, la velocità media del pattino sarà:

$$V_m = \frac{2\ S\ n}{60} = \frac{2\ r\ n}{30}$$

la velocità del bottone di manovella:

$$V_b = \frac{2\ \pi\ r\ n}{60} = \frac{\pi}{2}\ V_m = 1{,}571\ V_m$$

$$V_m = \frac{2}{\pi}\ V_b = 0{,}636\ V_2$$

Accelerazione del piede di biella. — Approssimativamente l'incremento di velocità è dato:

$$a = \frac{V_p{}^2}{r}\ (\cos\alpha \pm \frac{r}{L}\ \cos 2\ \alpha)$$

Rapporto delle forze.

La pressione P in Kg. si decompone nella pressione N sulle guide del pattino e nella forza S assiale alla biella. Questa a sua volta si decompone nella forza tangenziale T e nella pressione F sul supporto. Dallo schema della figura 101 si ha:

$$N=P\ \mathrm{tg}\ \varphi=S\ \mathrm{sen}\ \varphi$$

facendo tg $\varphi=\Theta$:

$$\mathrm{sen}_{max}=\Theta$$

per $\alpha = 90°$:

$$N_{max} = P \frac{\theta}{\sqrt{1 - \theta^2}} = S_{max}\, \theta$$

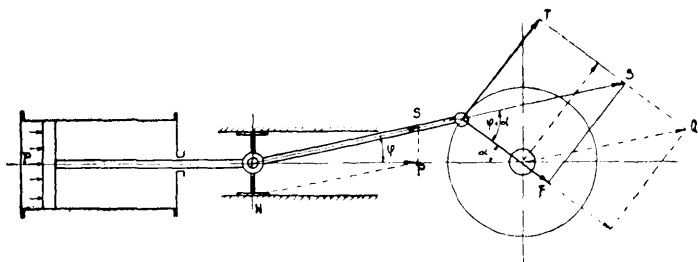



Fig. 101.

Pressione lungo la biella.

$$S = \frac{P}{\cos \alpha} = \frac{N}{\text{sen}\, \varphi}$$

per $\alpha = 90°$:

$$S_{max} = \sqrt{1 - \theta^2}$$

Pressione lungo la manovella.

$$F = \frac{P}{\cos \varphi} \cos (\varphi + \alpha)$$

per $\alpha = 0°$ e $180°$:

$$F_{max} = S.$$

Pressione tangenziale.

$$T = \frac{\rho}{\cos \varphi} \text{ sen } (\varphi + \alpha) = S \text{ sen } (\varphi + \alpha)$$

per $\alpha = 90°$

$$T = P$$

per $\alpha+\varphi=90°$:

$$T_{max}=S=P\sqrt{1+\Theta^2}.$$

Pressione Q nel perno di manovella.

$$Q=\sqrt{F^2+T^2}=S.$$

Lavoro di attrito.

Sia:

P_m=pressione media sullo stantuffo;
d=diametro dell'albero;
d_1=diametro del bottone di manovella;
f=coefficiente di attrito;
δ=diametro dello spinotto della testa a croce.

Il lavoro perduto durante una corsa sarà:

per il pattino:

$$L_1 = f \times P_m \times \frac{r}{L} = 2\,r\,\frac{\pi}{4} = f\,P_m\,\frac{r^2}{L}\,\frac{\pi}{2}$$

per il bottone di manovella:

$$L_2 = f\,P_m \times \frac{\pi\,d^1}{2}$$

per l'albero motore:

$$L_3 = f\,P_m \times \frac{\pi\,d}{2}$$

per lo spinotto della testa a croce:

$$L_4 = f \times P_m \times \delta \times \beta$$

Fissando:

$$f = 0{,}06 \qquad \frac{r}{L} = \frac{1}{5} \qquad \frac{\delta}{r} = 0{,}20$$

$$\frac{d_1}{r} = 0{,}25 \qquad \frac{d}{r} = 0{,}45$$

con riferimento al lavoro totale motore durante una corsa

$$L_t = P \times 2\,r$$

si avrà:

$L_1 = 0{,}009\ L_t$ $L_2 = 0{,}012\ L_t$
$L_3 = 0{,}021\ L_t$ $L_4 = 0{,}001\ L_t$.

Sommando $= 0{,}043\ L_t$.

Da cui risulta che il lavoro dello stantuffo, per passare all'albero della manovella, diminuisce dal 4 al 5 %.

Manovelle.

Le manovelle possono essere: « di estremità » od « a gomito ». Le prime possono essere riportate sull'albero o ricavate di fucina ed avere la forma di gomito o di disco.

Una manovella di estremità è indicata dalla figura 102 Agli effetti della resistenza questa si considera come un solido incastrato ad un estremo e caricato all'altro del massimo sforzo tangenziale che, come sappiamo, è dato:

$$T_{max} = \frac{P}{\cos \varphi}$$

Tale sforzo, moltiplicato per il raggio o braccio della manovella, determina sull'albero un momento torcente:

$$M_t = T \times R$$

il valore di T ci è dato:

$$T = \frac{P}{\cos \varphi} \operatorname{sen} (\varphi + \alpha)$$

Il massimo momento torcente sarà:

$$M_{t\,.\,max} = \frac{P \times R}{\cos \varphi}$$

Praticamente si usa fare:

$$T_{max} = P$$

onde:

$$M_{t\ max} = P \times R$$

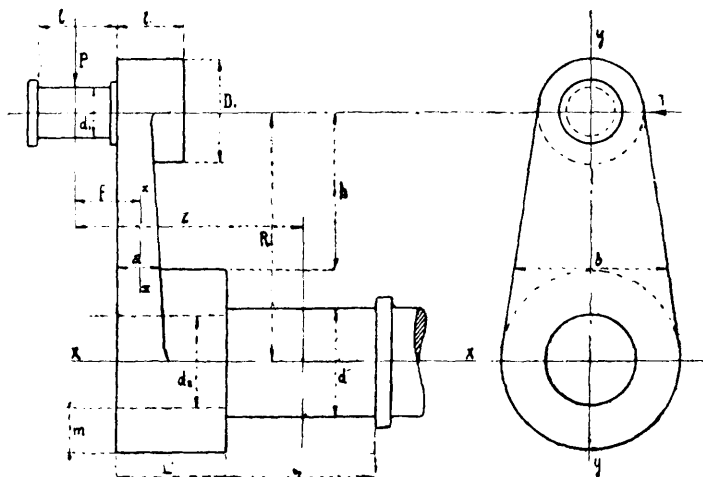



Fig. 102.

ma l'albero è anche sollecitato da un momento flettente

$$M_f = P \times Z$$

per cui avremo un momento flettente equivalente:

$$M_e = M_f + 0{,}65 \sqrt{M_f^2 + (\alpha_0 M_t)^2}$$

per i valori K_f, K_t e α_0 si terrà:

ferro omogeneo	$K_f = 450 \div 600$	$K_t = 300 \div 420$	$\alpha_0 = 1{,}5$
acciaio	$K_f = 600 \div 750$	$K_t = 450 \div 500$	$\alpha_0 = 1$
ghisa	$K_f = 150$	$K_t = 100 \quad \div$	$\alpha_0 = 1{,}2$

Calcolo della sezione del braccio di manovella.

La sezione pericolosa sarà quella indicata dalle dimensioni a e b (fig. 102). Su di essa agiscono vari sforzi e precisamente (fig. 101).

La componente radiale F della forza di biella che praticamente si ritiene uguale a P e T, la quale solleciterà la sezione ab alla trazione e compressione con un carico unitario dato da:

$$\frac{P}{a \times b}$$

nonchè causerà uno sforzo di flessione pari a:

$$M_f = F \times f.$$

La componente tangenziale T produrrà uno sforzo nella sezione ab, con un momento, rispetto all'asse xx, dato da:

$$M_t = T \times f.$$

Oltre a ciò produrrà anche uno sforzo di taglio ed uno di flessione con un momento, rispetto all'asse yy:

$$M_f = T \times h.$$

Trascurando le sollecitazioni di trazione, compressione e taglio e componendo le sollecitazioni di flessione ($T \times h$) e torsione ($T \times f$) riferendoci alla formula del Poncelet:

$$M_e = 3/8\ M_f + 5/8 \sqrt{M_f^2 + M_t^2}$$

avremo:

$$M_e = 3/8\ T \times h + 5/8 \sqrt{T \times h^2 + T \times f^2}$$

avremo:

$$x = 3/8\ h + 5/8 \sqrt{h^2 + f^2}$$

e facendo:

$$M_e = T \times x$$

e poichè:

$$M_{max} = K \frac{a\ b^2}{6} \quad \text{sarà} \quad T \times x = K \frac{a\ b^2}{6}$$

proporzionando a e b nella misura $a = \frac{2}{3} b$ si trova il loro valore.

Pressione specifica del perno di manovella. — Lo sforzo P agente sul perno di manovella (fig. 103) esercita su

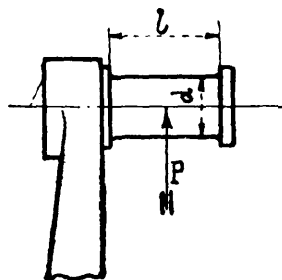



Fig. 103.

di esso una pressione che possiamo ritenere sia distribuita uniformemente sul rettangolo $l \times d$; per cui se indichiamo con q tale pressione specifica, avremo:

$$q = \frac{P}{l \times d}$$

i valori di q possono essere i seguenti:

Perni a carico intermittente e moto lento $q = 200$ Kg.-cm.².
Perni a testa a croce (macchine veloci ÷ lente) $q = 85 \div 100$ Kg.-cm.².

Perni a manovella (macchine veloci ÷ lente)	$q = 50$ Kg.-cm.².
Perni cuscinetti principali (macchine veloci ÷ lente)	$q = 20 \div 40$ Kg.-cm.².
Guide e pattini (macchine vel. ÷ lente)	$q = 2 \div 7$ Kg.-cm.².
Cuscinetti di spinta macchine marine	$q = 4$ Kg.-cm.².
Cuscinetti Sellers di ghisa	$q = 1$ Kg.-cm.².

Calcolo del perno di manovella.

Nelle manovelle di estremità il perno si considera come incastrato ad un estremo e caricato al centro dallo sforzo P (vedasi fig. 103). In questo caso l'equazione di resistenza sarà:

$$P \times \frac{l}{2} = K \frac{\pi d^3}{32}$$

Poichè le incognite sono due, o si assegna un valore alla pressione specifica q o si stabilisce un certo rapporto fra l e d.

Nel primo caso, siccome

$$q = \frac{P}{l \times d}$$

sarà:

$$l = \frac{P}{q \times d}$$

che sostituito nell'equazione di resistenza, sviluppando si ha:

$$d = 1{,}50 \sqrt{\frac{P}{\sqrt{K \times q}}}$$

Nel secondo caso, facendo

$$l = \lambda d$$

si ricaverà:

$$d = 2{,}26 \sqrt{\frac{P \times \lambda}{K}}$$

Valori di λ. — Per perni intermittenti $\lambda=1$.

Se il perno compie ÷ 150 giri su cuscinetti di bronzo $\lambda=1{,}5$, su cuscinetti di ghisa $\lambda=1{,}75$. Per $n>150$ si farà:

$$\lambda = \frac{1}{8} + \frac{1}{11}\sqrt{n}$$

Manovelle a gomito.

Sono indicate dalla figura 104. Esse generalmente si ricavano alla fucina in un sol pezzo con l'albero motore il quale può avere più di una manovella.

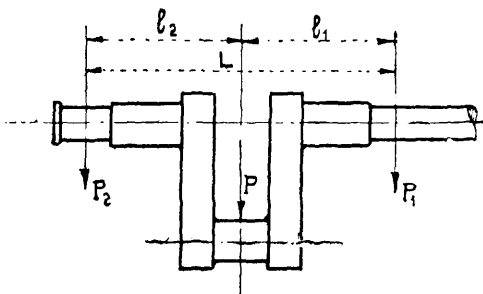



Fig. 104.

In questo caso le manovelle sono spostate fra di loro di un certo angolo. Agli effetti della resistenza la manovella a gomito si considera come un solido lungo quanto la distanza fra i due cuscinetti comprendenti il gomito, appoggiato agli estremi (mezzerie dei cuscinetti) e caricato in mezzo dallo sforzo P. Si avrà quindi:

$$M_{max} = \frac{P\,L}{4} = K\,\frac{\pi\, d_1^3}{32}$$

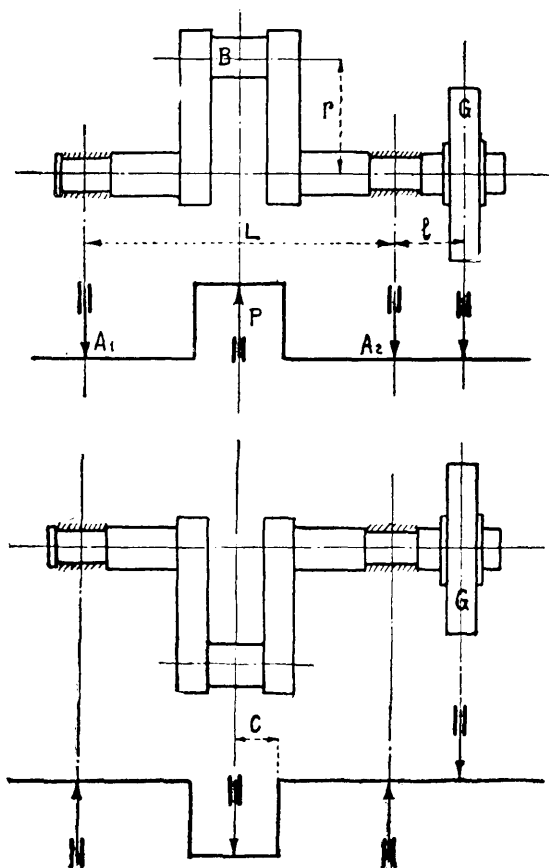



Fig. 105.

da cui:

$$d^1 = 1{,}35 \sqrt{\frac{P\,L}{K}}$$

I cuscinetti sopporteranno le seguenti reazioni:

per $l_1 = l_2$:

$$P_1 = P_2 = \frac{P}{2}$$

per $l_2 = l_1$:

$$P_1 = P \frac{l_2}{l_1 + l_2}$$

$$P_2 = P \frac{l_1}{l_1 + l_2}$$

La pressione specifica del bottone di manovella non deve superare i 60 Kg.-cm.^{2}.

Qualora l'albero a gomito recasse in sbalzo un volano (fig. 105) si avranno, sugli appoggi, le seguenti reazioni:

$$A_1 = \frac{P}{2} + G \frac{l}{L}$$

$$A_2 = \frac{P}{2} G + G \frac{l}{L}$$

Il perno B si calcolerà considerandolo soggetto a flessione con un momento:

$$M_f = A_1 \frac{L}{2}$$

Il perno S si calcolerà con il momento ideale massimo dato dai momenti:

$$P \times r \quad \text{e} \quad A_1 \left(\frac{L}{2} + c \right) - P \times c$$

Il perno A_2 si calcolerà con il momento ideale relativo ai momenti:

$$G \times l \text{ e } P \times r.$$

Dati costruttivi delle manovelle.

Con riferimento alla figura si farà:

$$d_1 = 1,5 \sqrt{\frac{P}{\sqrt{K_f\, p}}}$$

$p=25$ acc. su legno;
$p=40$ acc. su bronzo;
$p=90$ acc. temp.: su metallo bianco;
$p=150$ acc. temp.: rettif. e molto lubrificato;
$D_1=2\ d_1$;
$l_1=1,4\ d_1 \div 1,75\ d_1$;
$L \leqq 1,5\ d$;
$L_1=d$ per il ferro;
$L_1=1,25\ d$ per la ghisa;
$d_2=d \div d-(4$ mm.);
$m=(0,35 \div 0,4)\ d+1$ cm. per acciaio;
$m=0,5d+1$ cm. per la ghisa;

$$l \geqq \frac{P}{d_1 \times p}$$

Bielle.

Le bielle sono organi meccanici che servono a trasformare il movimento rettilineo alternativo in circolare continuo. La loro struttura è quella di un'asta di ferro, di acciaio od anche legno le cui estremità terminano con due fori circolari formati da appositi cuscinetti smontabili. L'estremità che si articola sul perno di manovella è chiamata « testa di biella », l'altra estremità che si impernia alla testa a croce dicesi « piede di biella ».

La lunghezza della biella è data dalla distanza dei centri dei cuscinetti (fig. 106).

La biella, se considerata proiettata sul suo piano di oscillazione, può rappresentare un solido caricato di punta come al I Caso delle formule di Eulero:

$$P = 4 \times 2{,}5 \frac{K}{R} \frac{E\,I}{L^2}$$

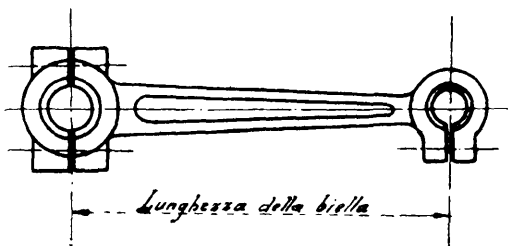



Fig. 106.

considerata invece nel piano normale a quello di oscillazione, risultando incastrata agli estremi risponderà al II Caso di dette formule, ossia:

$$P = 16 \times 2{,}5 \frac{K}{R} \frac{E\,I}{L^2}$$

in cui:

P = carico di punta;
K = carico di sicurezza del materiale;
R = carico di rottura del materiale;
E = modulo di elasticità;
I = momento d'inerzia della sezione;
L = lunghezza della biella.

Da quanto si è detto risulta che le bielle resistono di più secondo un piano normale al proprio piano di oscillazione.

Per le bielle a sezione circolare, dovendosi fare il calcolo della loro resistenza in base al caso più sfavorevole, il valore *d*, della loro sezione, ossia quando:

$$P = 4 \times 2,5 \frac{K}{R} \frac{E\,I}{L^2}$$

potrà fissarsi come appresso:

per macchine a piccola velocità:

$$d = 0,18 \sqrt[4]{P \times L^2}$$

per macchine a media velocità:

$$d = 0,21 \sqrt[4]{P \times L^2}$$

per macchine a grande velocità:

$$d = 0,27 \sqrt[4]{P \times L^2}$$

Le bielle a sezione rettangolare, perchè abbiano uguale resistenza tanto nel piano di oscillazione come in quel-

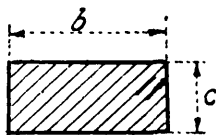



Fig. 107.

lo normale è necessario che abbiano un lato doppio dell'altro e che il lato maggiore *b* (fig. 107) sia disposto nel piano di oscillazione.

Ciò premesso, il valore della sezione pericolosa, ossia quella a metà lunghezza della biella, potrà essere:

per macchine a piccola velocità:

$$b = 0,19 \sqrt[4]{P \times L^2}$$

per macchine a media velocità:

$$b = 0{,}22 \sqrt[4]{P \times L^2}$$

per macchine a grande velocità:

$$b = 0{,}28 \sqrt[4]{P \times L^2}$$

ed $a = 1/2\ b$.

Le bielle rettangolari offrono un'economia del 30 % rispetto a quelle di sezione circolare.

Un miglior calcolo della biella a sezione rettangolare può essere fatto tenendo conto delle sollecitazioni dinamiche del materiale dovute allo sbattimento della biella stessa (colpo di frusta).

Il momento flettente della sezione pericolosa dovuto a tali azioni dinamiche è dato:

$$M_f = 0{,}0000723 \times q \times n^2 \times r \times L$$

in cui:

q=peso della biella in Kg.;
n=numero dei giri del bottone di manovella;
r=raggio della manovella in m.;
L=lunghezza della biella in m.

La sollecitazione σ_f dovuta alle azioni dinamiche dello sbattimento sarà:

$$\sigma_f = \frac{M_f}{\frac{I}{v}}$$

La sollecitazione di compressione sarà:

$$\sigma_e = \frac{P}{S}$$

in cui:

P=pressione max assiale sulla biella;
S=superficie pericolosa in mm.^{2}.

La sollecitazione massima totale sarà dunque:

$$\sigma_t = \sigma_f + \sigma_c$$

Dati costruttivi delle bielle.

Le bielle sono di svariate forme. Alcuni tipi sono illustrati dalle seguenti figure: 108, 109, 110, 111.

Teste di biella. — I cuscinetti si tengono, come per i supporti

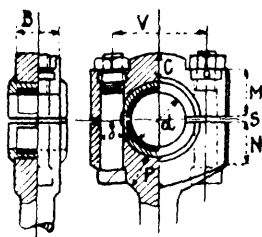



Fig. 108. Fig. 109.

Fig. 110. Fig. 111.

Fig. 108:	Fig. 109:	Fig. 110:
$\delta = 0,22\ d + 10$;	$B = 3,2\ \delta$;	$B = 1,2\ d$;
$V = d + 1,35\ \delta$;	$M = 1,4\ \delta$;	$M = 1,2\ d$;
$M = 2,45\ \delta$;	$O = 0,55\ \delta$;	$S = 0,24\ d$;
$N = 2,24\ \delta$;	$C = 0,9\ \delta$;	$N = 0,55\ d$;
$S = 0,2\ \delta$;	$C = 0,7\ \delta$;	$O = 0,55\ d$;
$P = 1,5\ \delta$;	$V = 0,7\ \delta$;	$Z = 1,6\ d$.
$C = 1,3\ \delta$;	$Z = 0,8\ \delta$;	
$B = 2,3\ \delta$.	$N = 1,4\ \delta$;	
	$P = 0,6\ \delta$.	

Fig. 111:

$S = 0,22\ (d + 10)$ $V = 0,83\ S$ $I = 1,2\ S$
$m = 1,5\ S$ $B = 3,2\ S$ $N = 5\ S$ $O = 2\ S$.

Alberi motori. (Vedasi capitoli *Alberi di trasmissione*).

Applicazioni numeriche.

Problema 14. — Un perno di estremità è sollecitato da uno sforzo di Kg. 5480. Supposto il carico K=8 ed il carico specifico=0,7, trovare il valore del diametro.

Risoluzione. — Dalla:

$$d = 1,5 \sqrt{\frac{P}{\sqrt{K\ q}}}$$

essendo:

$$K = 8 \qquad q = 0,7$$

$$d = 1,5 \sqrt{\frac{5490}{\sqrt{8 \times 0,7}}} = 1,5 \sqrt{2307} \cong 72 \text{ mm.}$$

Problema 15. — Abbiasi un motore a scoppio della potenza di 35 HP. Determinare il diametro del bottone di manovella dell'albero a gomito, il cui raggio è R=145

mm., sapendo che il diametro del pistone è di 260 mm., e la pressione di scoppio 20 Kg. per cm.².

Inoltre determinare le sollecitazioni specifiche del perno di manovella e calcolare i perni di appoggio dell'albero supposto che siano distanti simmetricamente 450 mm. dall'asse della biella.

Calcolare anche le sollecitazioni specifiche di tali perni. All'albero a gomito si supponga infine applicato un volano del peso di 400 Kg. e distante 330 mm. dal supporto più vicino.

Risoluzione. — Troviamo le:

Reazioni sulla linea dei punti morti.

Reazioni dei supporti (vedasi fig. 76).

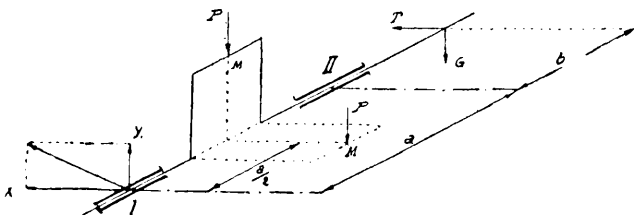



Fig. 112.

La componente orizzontale delle reazioni sul perno I all'atto della esplosione è:

$$X_1 = \frac{P}{2} + T\,\frac{b}{a}$$

Poichè D=260 mm., la pressione P di scoppio sarà:

$$20 \times \frac{\pi\, d^2}{4} \quad 20 \times \frac{3{,}14 \times 260^2}{4} = 10600 \text{ Kg.}$$

$$T = \frac{75\ N}{V} = \frac{75 \times 35}{10} = 260 \text{ Kg.}$$

Sostituendo tale valore:

$$X_1 = \frac{10600}{2} + 260 \frac{330}{450} 5490 \text{ Kg.}$$

La componente verticale:

$$Y_1 = G \frac{b}{a} = 400 \times 0{,}73 = 280 \text{ Kg.}$$

$$R_1 = \sqrt{5490^2 + 280^2} = 5405 \text{ Kg.}$$

La componente orizzontale della reazione del supporto II sarà:

$$X_1 + X_2 + T = P$$
$$X_2 = P - (T + X_1) = 10600 - 250 + 5490)$$
$$X_2 = 4850 \text{ Kg.}$$

La componente verticale

$$Y_2 = G + Y_1 = 400 + 280 = 680 \text{ Kg.}$$

per cui:

$$R_2 = \sqrt{4850^2 + 680^2} = 4900 \text{ Kg.}$$

Reazioni nella posizione in cui la manovella è inclinata di 35÷45° *sulla linea dei punti morti.*

$$X_1 = \frac{0{,}7\, P}{2} + 260 \times 0{,}73 = 3900 \text{ Kg.}$$

$$Y_1 = 400 \times 0{,}73 + 0{,}1 \times 0{,}7 \times 10600 = 1022 \text{ Kg.}$$

$$R_1 = \sqrt{3900^2 + 1022^2} = 4030 \text{ Kg.}$$

Consideriamo ora momenti relativi alla fase di scoppio

$$M_f = R_1 \frac{a}{2} = 5495 \times \frac{450}{2} = 1234500 \text{ Kg.mm.}$$

$$M_r = Y_1\ r = 280 \times 145 = 40600 \text{ Kg.-mm.}$$

Il momento ideale sarà quindi:

$$M_e = M_f + 0,2\ M_r = 1234500 + 8120 = 1242620$$

da cui si ricava il diametro del bottone di manovella

$$d = 2,17 \sqrt[3]{\frac{M_e}{K}}$$

Adoperando un acciaio speciale avente il carico di rottura R = 70 Kg.-mm.² potremo tenere K = 18 Kg.-mm.² per cui:

$$d = 2,17 \sqrt[3]{\frac{124262}{18}} = 2,17 \sqrt[3]{67367}$$

$$d = 2,17 \times 41,2 = 89 \text{ mm.}$$

ossia 90 mm.

Sollecitazione specifica.

σ_e per il perno di manovella

$$\sigma_e = \frac{M_e}{\frac{I}{Z}} = \frac{M_e}{\frac{\pi}{32} d^3} = \frac{1242620}{0,098 \times 90^3} \cong 16 \text{ Kg.mm.}^2$$

Sollecitazione accettabile essendo compresa nei limiti delle pressioni specifiche ammesse per gli alberi a gomito.

Calcolo dei perni di appoggio I e II.

Il diametro del perno I si ricaverà dalla equazione:

$$M_f = \frac{P}{2} \times 225 = \frac{10600}{2} \times 225 = 1196000 \text{ Kg.mm.}$$

da cui ponendo K = 18 Kg.

dalla

$$0,1\ d^3 = \frac{M_f}{K}$$

sostituendo i valori

$$0{,}01\ d^3 = \frac{1196000}{18} \qquad \text{onde } d^3 = 660770$$

ed in fine

$$d = 85 \text{ mm.}$$

Potendosi costruire il perno II dello stesso diametro del perno I fisseremo per entrambi il diametro di 85 mm.

Verifica di resistenza del perno I.

Risultando il perno I caratterizzato dai seguenti valori:

lunghezza	$l = 250$ mm.
diametro	$d = 85$ mm.
rotazioni	$n = 400$

la sollecitazione indotta nella sezione estrema all'istante dello scoppio sarà:

$$\sigma f, = \frac{Mf,}{\frac{\pi}{32}\ 85^3} = \frac{5495 \times \frac{250}{2}}{60184} = 11{,}3 \text{ Kg.mm.}^2$$

Sollecitazione accettabile in quanto che, per le macchine a gas, è compresa fra 12 e 16 Kg. per mm.².

Pressione specifica massima.

$$P = \frac{\frac{P}{2}}{1 \times d} = \frac{5300}{25 \times 8{,}5} = 25 \text{ per cm.}^2$$

Pressione specifica media. — Corrisponderà alla forza media trasmessa dalla biella al bottone di manovella nel corso di un ciclo. Essa varia tra

$$\frac{1}{7} \div \frac{1}{13}$$

della pressione max di esplosione.

Stabilendo:

$$F_m = \frac{1}{10} P$$

$$F_m = \frac{10600}{10} = Kg.\ 1060$$

Allora per il perno di manovella la forza sarà di Kg. 1606.

Per il perno II la risultante della forza media orizzontale

$$\frac{F_m}{2} + \frac{a + b}{2} = \frac{660}{2} = 260\ \frac{780}{450} + 785\ Kg.$$

La forza verticale costante dovuta al peso del volano sarà:

$$400\ \frac{780}{450} = 600\ Kg.$$

da cui la forza risultante:

$$= \sqrt{785^2 + 690^2} = 1045\ Kg.$$

Il perno I avrà un carico minore di quello del perno II, per cui possiamo non tenerne conto. Da quanto sopra risultano i seguenti valori:

Perno di manovella

$$w = \frac{1060 \times 400}{11{,}5} = 36868$$

$$p.\ v. = \frac{36868}{1900} = 19{,}4$$

Perno del supporto II

$$w = \frac{1045 \times 400}{25} = 16720$$

$$p.\ v. = \frac{16720}{1900} = 8{,}8$$

Pressione specifica max del bottone di manovella.

Essendo:

$$P = 10600 \text{ Kg.}$$
$$d = 90 \text{ mm.}$$
$$l = 11{,}5 \text{ cm.}$$

avremo:

$$p_{max} = \frac{P}{l \times d} = \frac{10600}{9 \times 11{,}5} = 103 \text{ Kg.}$$

Pressione accettabile potendosi raggiungere un massimo di 130 Kg.

Problema 16. — Con i dati del problema precedente determinare le sollecitazioni dei bracci della manovella sapendo che la loro larghezza $h = 150$ mm. e la grossezza $b = 60$ mm.

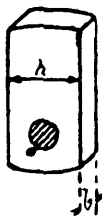



Fig. 113.

Risoluzione. — La pressione massima lungo la biella si è visto essere:

$$P_{max} = 10600 \text{ Kg.}$$

di tale sforzo solo una parte sarà diretta lungo il braccio della manovella, e propriamente:

$$0{,}45 \text{ P}$$

Chiamando con N tale sforzo:

$$N = 0,45 \times 10600 = 4632 \text{ Kg.}$$

Per cui la sollecitazione di compressione:

$$\sigma_c = \frac{\frac{N}{2}}{b \times h} = \frac{2316}{60 \times 150} = 0,257 \text{ Kg.mm.}^2$$

La massima sollecitazione sulle faccie verticali dei bracci è data:

$$\sigma f_{,} = \frac{M^1}{\frac{b^2 \times h}{6}} = \frac{2316 \times 150}{\frac{3600 \times 150}{6}} = 3,8 \text{ Kg.mm.}^2$$

Sollecitazione massima di flessione sulle faccie di larghezza h:

$$\sigma f_{,} = \frac{M}{\frac{b\ h^2}{6}} = \frac{T\left(r - \frac{d}{2}\right)}{\frac{b\ h^2}{6}}$$

ma

$$T = 0,5\ P = 5300 \text{ Kg.} \qquad d = 85 \text{ mm.}$$

sostituendo i valori:

$$\sigma f_{,,} = \frac{530 \times 102,5}{255000} = \frac{543250}{225000} = 2,41 \text{ Kg.mm.}^2$$

Sollecitazione di torsione a metà lato maggiore della sezione **retta:**

$$\sigma_r = \frac{M_r}{\frac{2}{9}\ b^2\ h} = \frac{5300\ \frac{140}{2}}{\frac{2}{9} \times 60^2 \times 150} =$$

$$= \frac{317000}{120000} \cong 3 \text{ Kg.mm}^2.$$

la *sollecitazione totale sarà dunque*:

$$\sigma f\ tot = 0,35\ \sigma f_1 + \sigma f_2 = 3,8 + 2,4 = 6,2 \text{ Kg.mm.}^2$$

la *sollecitazione massima di torsione*:

$$\sigma_{fr\,tot} = 0,35\ \sigma_{f,} + 0.65 \sqrt{\sigma_{f,}^2 + 4\ \sigma_r^2} =$$
$$= 0,35 \times 3,8 + 0,65 \sqrt{3,8^2 + 4 \times 3^2} = 5,80 \text{ Kg mm.}^2$$

Dalle sollecitazioni sopra esposte si rileva che il braccio della manovella lavora più per la sollecitazione totale di

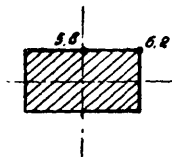



Fig. 114.

flessione (6,2 Kg.-mm.²) che per quella di flesso torsione (5,80 Kg.-mm.²), ossia lavora più di spigolo che nelle particelle della faccia.

Problema 17. — Una biella è lunga 1600 mm. e deve resistere ad un carico assiale di 6000 Kg. Quale sarà il diametro della sua sezione pericolosa supponendola circolare?

Risoluzione. — Supponendo che tale biella sia di una macchina a media velocità, dalla formula:

$$d = 0,21 \sqrt[4]{P \times L^2}$$

avremo:

$$d \times 0,21 \sqrt[4]{1600^2 \times 6000}$$
$$d = 0,21 \times 353 \cong 74 \text{ mm.}$$

Problema 18. — Una biella ha la sezione come è indicato dalla figura 115. Essa pesa Kg. 20, è lunga m. 0,630, ha la sezione pericolosa $s = 1700$ mm.², deve resistere ad una pressione di scoppio di 10.6000 Kg. Trovare la sollecitazione totale della sezione pericolosa sapendo che il bottone di manovella compie 400 giri al 1'.

Risoluzione. — Il momento flettente della sezione pericolosa, indotto dallo sbattimento della biella sarà:

$$M_f = 0,0000723 \times q \times n^2 \times r \times L$$

ossia:

$$M_f = 0,0000723 \times 20 \times 400^2 \times 0,145 \times 0,630 = 20,4 \text{ Kgm.}$$

La sollecitazione dovuta alle azioni dinamiche dello lo *sbattimento è data:*

$$\sigma_t = \frac{M_t}{\frac{I}{v}}$$

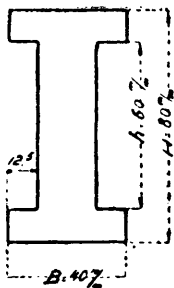



Fig. 115

Il *momento resistente della sezione:*

$$\frac{I}{v} = \frac{B H^3 - b h^3}{6 H} = \frac{40 - 512000 - 25 - 216000}{6 \times 80} =$$

$$= 33500 \text{ Kgmm}^3$$

La sollecitazione di compressione:

$$\sigma_c = \frac{P}{s} = \frac{106000}{1700} = 6,23 \text{ Kgmm}^2$$

La sollecitazione massima totale richiesta sarà:

$$\sigma_f = \frac{P}{s} + \frac{1000 \, M_f}{\frac{I}{v}} = \frac{10600}{1700} + \frac{1000 \times 20,4}{33500} =$$

$$= 6,23 + 0,50 = 6,73 \text{ Kgmm.}^2$$

Sollecitazione accettabile potendo raggiungersi

$$\sigma_t \sim 10 \text{ Kgmm.}^2$$

PARTE IV

Alberi di trasmissione.

Assi o alberi portanti. — Non soggetti a torsione, si devono calcolare come solidi sottoposti a sforzi di flessione. L'equazione di resistenza sarà quindi:

$$M_f = K_f \frac{I}{v}$$

per alberi aventi la sezione piena di diametro d:

$$M_f = K_f \frac{\pi\, d^3}{32}$$

da cui:

$$d = \sqrt{\frac{32\ M_f}{K_f \times \pi}} = \sqrt{\frac{10\ M_f}{K_f}}$$

per alberi con sezione vuota di diametro esterno D_e ed interno D_i, sarà:

$$M_f = K_f \frac{\pi\ D_e{}^4 - D_i{}^4}{32\ D_e}$$

da cui:

$$D_e = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi \times K_f} \quad \frac{1}{1 - m^4}\ M_f}$$

Valori di K_t.

Acciaio	$K_f = 4 \div 5$ Kg.-mm.².
Ferro	$K_f = 3 \div 4$ Kg.-mm.².
Acciaio fuso	$K_f = 2,5 \div 3,5$ Kg.-mm.².
Ghisa	$K_f = 1,3 \div 2,5$ Kg.-mm.².

Alberi soggetti a sola torsione.

Per questi possiamo scrivere la seguente equazione di resistenza:

$$M_t = K_t \frac{I_p}{v}$$

in cui:

M_t = momento torcente;

K_t = carico di sicurezza alla torsione;

$\frac{I_p}{v}$ = momento resistente della sezione;

essendo:

$$\frac{I_p}{v} = \frac{\pi d^3}{16}$$

si avrà:

$$M_t = K_t \frac{\pi d^3}{16}$$

da cui:

$$d = 1,72 \sqrt[3]{\frac{M_t}{K_t}}$$

ove *d* risulta in mm.

e M_t = Kg.-mm.

Qualora si dovesse ricavare il valore di M_t dalla potenza in HP = N trasmessa dall'albero, conoscendo il nu-

mero dei giri n di questo, si scriverà la seguente relazione:

$$M_t \times \omega = 75 \times N$$

in cui ω è la velocità angolare dell'albero ed è data da:

$$\omega = \frac{2 \pi n}{60}$$

Si avrà quindi:

$$M_t = \frac{75 N}{\omega}$$

e volendo riferirci al millimetro:

$$M_t = \frac{75 N}{\omega} \times 1000 =$$

$$= \frac{75000 \times 60}{2 \times \pi \times n} N = 0{,}196 \times K_t \times d^3$$

Se assegniamo a d valori corrispondenti ad una sollecitazione variabile da zero ad un massimo, avremo:

per il ferro comune:

$$d = 116 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

per il ferro omogeneo:

$$d = 92 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

per l'acciaio:

$$d = 80 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

per la ghisa (raramente usata):

$$d = 122 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

Queste formule, come già detto, valgono per alberi soggetti *alla sola torsione.*

Se l'albero porterà delle chiavette occorrerà aumentare d di circa metà spessore della chiavetta.

Per gli alberi a sezione anulare, se D è diametro esterno, d quello interno:

$$M_t = 0{,}196 \frac{D^4 - d^4}{D} \times K_t$$

in cui $\frac{d}{D}$ si farà circa 0,4.

Angolo di torsione o di deformazione (φ).

Nei corpi soggetti a flessione si tiene conto della *freccia o saetta d'incurvamento,* in quelli soggetti a torsione si tiene conto invece *dell'angolo di torsione o di deformazione,* ossia dell'angolo di cui una sezione ruota rispetto ad un'altra distante 1 m.

Il valore di tale angolo è dato da:

$$\varphi = \frac{M_t \times l}{G \times I_p}$$

in cui:

l=distanza in mm. fra le due sezioni che si considerano;
G=modulo di elasticità alla torsione in Kg.-mm.^{2};
M_t=momento torcente in Kg.-mm.;
I_p= momento polare d'inerzia della sezione.

Tale deformazione degli alberi non deve *superare un quarto di grado,* per cui il valore del diametro dell'albero in funzione alla *deformazione limite* lo potremo ricavare come appresso:

L'angolo di torsione è espresso in frazione decimale dell'intero giro, quindi avremo:

$$\varphi = 0{,}25 \times \frac{2\,\pi}{360} = 0{,}0044$$

facendo:

$l = 1000$ mm.; $G = 8500$ (ferro omogeneo);

$I_p = 0{,}098\ d^4$; $M_t = \dfrac{75000 \times 60}{2\ \pi\ n} = 720000\ \dfrac{N}{n}$

sostituendo tali valori nella

$$\varphi = \frac{M_t \times l}{I_p \times G}$$

si ricaverà:

$$d = 120 \sqrt[4]{\frac{N}{n}}$$

Questa formula assicura la resistenza alla torsione, per cui varrà quando il valore di d sarà $>$ di quello ottenuto con la

$$d = 92 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

Alberi soggetti a flesso-torsione.

E' il caso più frequente della pratica, per il quale occorre determinare il momento ideale flettente dell'albero.

Questo è dato da:

$$M_{if} = 3/8\ M_f + 5/8 \sqrt{M_f^2 + M_t^2} = 0{,}5\,(M_f + \sqrt{M_f^2 + M_t^2}) = \\ = 0{,}098 \times K_f \times d^3$$

facendo:

$$\frac{M_f}{M_t} = R$$

Si potrà avere M_{if} in funzione di M_t e di R, ossia:

$$M_{if} = 0{,}5\ M_t\ (R + \sqrt{R^2 + 1}) = 0{,}098 \times K_f \times d^3$$

da cui:

$$d = \sqrt[3]{M_t \frac{R + \sqrt{R^2 + 1}}{0{,}098 \times K_f}}$$

Siccome l'esperienza ha dimostrato che il valore di R varia da 1 a 2 si avrà, per il ferro omogeneo:

$$d = 110 \div 120 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

nella quale si sceglierà 110 per le trasmissioni poco caricate e 120 per quelle più caricate.

Tale formula assicura la resistenza ma non la rigidità per la quale occorre la formula esposta al riguardo.

Valore della freccia di flessione.

$$f = 0{,}013 \frac{p \times l^4}{E \times I}$$

in cui:

p=peso di un tratto unitario di albero;
l=lunghezza di tale tratto;
E=modulo di elasticità alla flessione;
I=momento d'inerzia della sezione=0,049 d^4;

possiamo anche scrivere:

$$f = 0{,}013 \frac{p \times l^4}{E \times 0{,}049 \times d^4}$$

Distanza fra i sopporti dell'albero di trasmissione.

Praticamente il valore della freccia di flessione è di 1/3 di mm. per metro di lunghezza dell'albero.

Il rapporto $\frac{f}{l}$ possiamo scriverlo:

$$\frac{f}{l} = \frac{0{,}013 \times \frac{\pi\, d^2}{4} \times \delta \times m \times l^3}{0{,}049 \times E \times d^4}$$

in cui:

δ=peso specifico del materiale;
m=coeff. di proporzionalità tra il peso dell'albero e quello degli organi che lo caricano;

stabilendo che il rapporto:

$$\frac{f}{l} = 1/3000$$

avremo:

$$l = c\sqrt[3]{d^2}$$

in cui C è una costante calcolata dal Ponzio per i seguenti valori:

C=175÷200 (alberi gravati dal proprio peso);
C=150÷175 (alberi con poche puleggie e leggere);
C=120÷140 (alberi con puleggie pesanti).

Le estremità dei sopporti è bene siano a circa 50 mm. da quelle dei giunti. In pratica, per C=150÷175 la distanza fra i sopporti delle campate intermedie, salvo casi speciali, sarà di m. 2 e di m. 1,80 per quelle estreme.

Velocità critica degli alberi.

Chiamata così dal Foppl è quella velocità sotto la quale le forze centrifughe dovute allo spostamento, in ogni sezione, del baricentro dell'asse geometrico di rotazione, vincono le forze elastiche del sistema ed il corpo in rotazione si spezza.

Il valore di tale velocità (ω_c) è dato da:

$$\omega_c = \sqrt{\frac{F}{M}}$$

in cui:

$$F = M \times \omega^2;$$

$$M = \frac{P}{g} \text{ (P=peso del sistema girante);}$$

ω=velocità angolare.

Se n è il numero critico dei giri compiuti dall'asse al 1', caricato da un peso P (ruota unica girante):

$$n = 300 \sqrt{\frac{F}{P}} \text{ giri al 1'}$$

La misure sono riferite al cm.

F=forza che produce all'albero una freccia unitaria di 10 mm.

La velocità angolare ω non deve avvicinarsi od uguagliare la velocità critica ω_c perchè in tale caso il valore della freccia diventa infinitamente grande e l'albero si spezza. Per evitare ciò, in pratica il numero dei giri dell'albero si tiene uguale o minore della metà del numero critico dei giri, oppure si supera questo di circa *sette volte*.

Applicazioni numeriche.

Problema 19. — Alle estremità di un asse in ferro è fissato un ingranaggio di raggio R=0,40 m., il quale trasmette uno sforzo periferico di 450 Kg. Calcolare il diametro di tale asse considendolo soggetto alla sola torsione.

Risoluzione. — Dalla:

$$d = \sqrt[3]{M_t}$$

essendo:

$$M_t = P \times R = 450 \times 400 = 180000 \text{ Kg.-mm.}$$

$$d = \sqrt[3]{180000} = 57 \text{ mm.}$$

Problema 20. — Un albero di acciaio deve trasmettere una potenza di 80 HP. facendo 150 giri al 1'. Quale sarà il suo diametro?

Risoluzione. — Il diametro cercato sarà:

$$d = 80 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

ossia:

$$d = 80 \sqrt[3]{\frac{80}{150}} = 80 \frac{4{,}30}{5{,}31} = 64 \text{ mm.}$$

Problema 21. — Un albero vuoto del diametro esterno di 215 mm. ed interno di 85 mm. trasmette una potenza di 4500 HP. facendo 225 giri al 1'. Assumendo come carico di sicurezza $K_t = 8$ Kg.-mm.² calcolare l'angolo di torsione per un tratto $q = 1524$ mm.

Risoluzione. — Determiniamo la velocità angolare:

$$\omega = \frac{2 \pi n}{60}$$

ossia:

$$\omega = \frac{2 \pi \times 225}{60}$$

ed il momento torcente:

$$M_t = \frac{75\ N}{\omega} = \frac{75 \times 4500}{\frac{2\pi \times 225}{60}} = \text{Kgm. } 14350$$

ed anche:

$$M_t = \text{Kg.-mm. } 1435 \,.\, 10^4.$$

L'angolo di torsione ci è dato da:

$$\varphi = \frac{M_t \times l}{G\ I_p}$$

nel nostro caso:

$$\varphi = \frac{1435 \,.\, 10^4 \times 1524}{8500 \times 0{,}098\ (215^4 - 85^4)} = 0{,}0114$$

tale angolo è una frazione decimale di un intero giro; espresso in gradi sarà:

$$2\ \pi : 0{,}0114 = 360^\circ : \varphi^\circ$$

da cui:

$$\varphi^\circ = \frac{65}{100} \text{ di grado} = 39'$$

Problema 22. — Un albero a sezione circolare piena del diametro di 180 mm. compie 240 giri al 1'. Sapendo che per un tratto $l = 1524$ mm. il suo angolo di torsione è $\varphi^\circ = 54'$, calcolare quale potenza trasmette tale albero.

Risoluzione. — Dalla:

$$\varphi = \frac{M_t \times l}{G \times I_p}$$

possiamo ricavare il momento torcente:

$$M_t = \frac{\varphi \times I_p \times G}{l}$$

essendo:

$$I_p = 0{,}098\ d^4 = 0{,}098 \times 180^4;$$
$$G = 8500;$$
$$\varphi = 54' = \frac{54}{60} \text{ di grado;}$$

a frazione decimale dell'intero giro sarà:

$$\frac{54}{60} : 360 = \varphi : 2\ \pi$$

da cui:

$$\varphi = 0{,}0157$$

onde:

$$M_t = \frac{0{,}0157 \times 0{,}098 \times 180^4 \times 8500}{1524} = \text{Kgmm } 9 \times 10^4$$

ossia Kgm. 9000.

Ricordando che:

$$M_t \times \omega = 75\ N$$

essendo:

$$\omega = \frac{2\ \pi \times 240}{60}$$

poichè:

$$N = \frac{M \times \omega}{75}$$

si avrà:

$$N = \frac{9000\ \frac{2\ \pi \times 240}{60}}{75} = 3000 \text{ HP}$$

Problema 23. — Una ruota dentata a sbalzo ha il raggio primitivo R=900 mm. pesa Kg. 300, trasmette una potenza di 60 HP. facendo 120 giri al 1' e dista 320 mm. dal sopporto del suo albero. Calcolare il diametro di questo considerato di ferro omogeneo.

Risoluzione. — Fissando:

$K_f = 12$ Kg.-mm.²;
$K_t = 4/5 \; K_f = 9$ Kg.-mm.².

Dalla $$P \,.\, V = 75 \,.\, N$$

ricaviamo lo sforzo periferico:

$$P = \frac{75 \times N}{V}$$

e poichè:

$$V = \frac{2 \pi r n}{60} = \frac{2 \pi \times 0{,}9 \times 120}{60} = 0{,}90 \text{ m/sec.}$$

sarà:

$$P = \frac{75 \times 60}{0.90} = 400 \text{ Kg.}$$

Tale sforzo (fig. 116) trasportato parallelamente a se stesso, determina una forza normale all'asse ed una coppia (P-P').

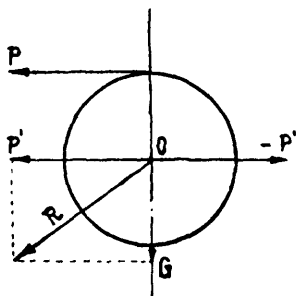



Fig. 116.

La forza P' si dovrà comporre con il peso G della ruota, per cui si avrà:

$$R = \sqrt{400^2 + 300^2} = \text{Kg. } 500.$$

Il massimo momento flettente indotto sull'albero nella sezione mediana del sopporto sarà:

$$K_f = 500 \times 320 = \text{Kg.-mm. } 160.000.$$

Il momento torcente è dato:

$$M_t = P \times r = 400 \times 900 = \text{Kg.-mm. } 360.000.$$

Il momento ideale flettente sarà quindi:

$$M_{if} = 0,5\ M_f + \sqrt{Mf^2 + Mt^2}$$

$$M_{if} = 0,5\ (160000 + \sqrt{160000^2 + 360000^2}) = \text{Kgmm. } 276000$$

ma:

$$M_{if} = K \times 0,098\ d^3$$

e poichè la sollecitazione specifica K alla flesso-pressione ci è data da:

$$K = \frac{m - 1}{2\ m} K_f + \frac{m \times 1}{2\ m} \sqrt{K_f + 4\ (\alpha\ K_r)^2}$$

in questa formula ricorderemo che m è il rapporto tra la trazione e la compressione che varia tra 3 e 4 per corpi isotropi. α dipende dalla resistenza del materiale:

$$\alpha = \frac{K_{tr}}{\frac{m+1}{m} K_t} \cong 1$$

Per la determinazione di K potremo anche servirci della formula del Rankine:

$$K = 0,5\ (K_f + \sqrt{Kf^2 + 4\ Kt^2})$$

Dobbiamo però osservare che negli alberi la sollecitazione di flessione è alternata, per cui sarà:

$$K_{fl} = \frac{1}{3}\ 12 = 4\ \text{Kgmm.}^2$$

La sollecitazione di torsione varia invece da zero ad un massimo, onde:

$$K_t = 2/3 \times 9 = 6 \quad Kg.\text{-}mm.^2.$$

Il valore di K per flesso-torsione, nel nostro caso, sarà compreso tra 4 e 6, sarà quindi:

$$K = 5 \quad Kg.\text{-}mm.^2.$$

Allora avremo:

$$276.000 = 5 \times 0{,}098 \; d^3$$

da cui:

$$d^3 = \frac{276000}{5 \times 0{,}098} = 563265$$

e

$$d = \sqrt[3]{563265} = 82{,}5 \text{ mm.}$$

Problema 24. — Un albero di ferro omogeneo, poco caricato, deve trasmettere una potenza di 40 HP. compiendo 180 giri al 1'. Calcolarne il diametro e la distanza dei sopporti.

Risoluzione. — Per la resistenza si avrà:

$$d = 110 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} = 110 \sqrt[3]{\frac{40}{180}} \cong 67 \text{ mm.}$$

che arrotonderemo in 70 mm.

Volendo che l'angolo di deformazione non superi 1/4 di grado per metro di albero, si dovrà avere:

$$d = 120 \sqrt[4]{\frac{40}{180}} \cong 82 \text{ mm.}$$

La distanza massima ammissibile fra i sopporti per le campate estreme sarà:

$$l = 150 \sqrt[3]{d^2} = 150 \sqrt[3]{82^2} \cong 2850 \text{ mm}$$

per le campate intermedie:

$$l = 170 \sqrt{82^2} = 3230 \text{ mm.}$$

Problema 25. — Un albero è lungo 2 m. ed ha il diametro di 70 mm. Calcolare il numero critico di giri.

Risoluzione. — Il numero critico dei giri sarà dato:

$$n_c = 300 \sqrt{\frac{F}{P}} \text{ al } 1'$$

Il carico F uniformemente distribuito su una trave lunga l lo ricaveremo dal valore della freccia che tale carico produce, ossia dalla:

$$f = 0{,}013 \frac{F \times l^3}{E \times I}$$

ponendo quindi:

$f = 10$ mm.; $l = 2000$ mm.;
E = 20.000; $I = 0{,}049 \times 70^4 = 1.180.000$ mm.^{4};

avremo:

$$F = \frac{20000 \times 1180000 \times 10}{0.013 \times 2000^3} = \text{Kg. } 2270$$

Considerando il peso specifico del ferro = 7,8 grammi per cm.^{3}, il peso dell'albero risulterà di Kg. 60.

Perciò si avrà che il numero critico di giri:

$$n_c = 300 \sqrt{\frac{F}{P}} = 300 \sqrt{\frac{2270}{60}} = 1850 \text{ al } 1^1$$

Occorre quindi che il numero dei giri dell'albero, perchè questo non si spezzi, sia metà del numero critico, ossia:

$$n = \frac{n_c}{2} = \frac{1850}{2} = 925 \text{ al } 1^1$$

oppure $\sim$ 7 volte maggiore.

Sopporti con cuscinetti a rotolamento per linee di trasmissione.

I cuscinetti a rotolamento sono normalmente costituiti da una o più corone di sfere o rulli che rotolano fra due *anelli*.

Gli organi di rotolamento sono generalmente distanziati con apposita gabbia. Gli anelli, le sfere ed i rulli sono costituiti di acciaio speciale ad altissima resistenza e presentano grande durezza.

Con i cuscinetti a rotolamento si sostituisce all'attrito radente dei sopporti a bronzine normali l'attrito volvente che è notoriamente inferiore al primo: il diagramma allegato illustra i risultati di prove accurate eseguite su cuscinetti a sfere, per la ricerca del coefficiente d'attrito a varie velocità e con diversi carichi (fig. 117).

Il valore del coefficiente d'attrito per le velocità ed i carichi normali nelle trasmissioni, si può considerare compreso fra 0,001 e 0,004.

Anche la resistenza allo spunto, per i cuscinetti a sfere, è di poco superiore a quella di regime e generalmente può raggiungere 0,01.

L'economia derivante dalla riduzione della resistenza d'attrito, riferita alla potenza richiesta dalla trasmissione, varia dal 15 al 35 %, secondo i tipi d'impianto e delle lavorazioni eseguite.

Altra importantissima caratteristica dei cuscinetti a rotolamento è che questi non presentano praticamente

alcuna limitazione per la velocità, quindi è possibile di montare motori sospesi coassiali con gli alberi.

I cuscinetti a rotolamento permettono quindi l'impiego di puleggie di minor diametro e quindi più leggere,

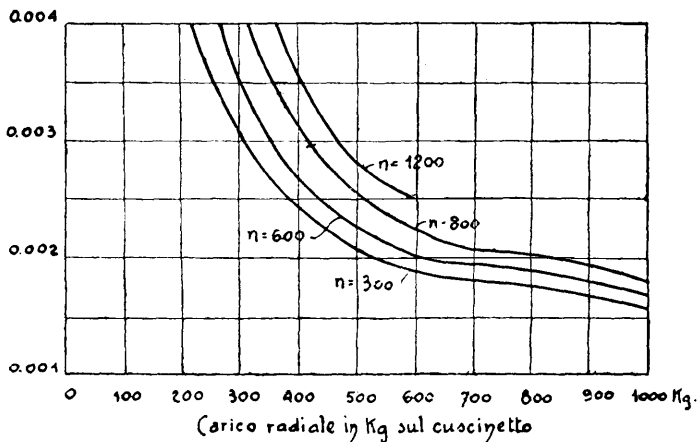



Fig. 117.

l'abolizione di molti contr'alberi ed un'economia su tutto il materiale costituente la trasmissione.

I cuscinetti a rotolamento inoltre funzionano bene qualunque sia la direzione del carico nel piano normale all'asse del cuscinetto: i tiri di cinghia cioè possono essere diretti verso il fianco od anche verso il cappello del sopporto, senza che per questo venga a mancare la lubrificazione ed il buon funzionamento dei cuscinetti.

La lubrificazione dei cuscinetti a rotolamento nelle trasmissioni va fatta con grasso consistente ad alto punto di gocciolamento, il quale ha la proprietà di non sfuggire dai sopporti. La quantità di grasso da impiegarsi ed

il suo consumo sono assai piccoli perchè, bisogna ricordare che, il lubrificante nei cuscinetti a rotolamento non ha il compito di creare il velo portante che nei sopporti a bronzine stacca l'albero dalle bronzine stesse permettendo la libera rotazione, ma ha invece il solo compito di facilitare i piccolissimi strisciamenti che avvengono tra organi rotolanti ed anelli in seguito alle loro deformazioni elastiche prodotte dal carico, di attenuare l'attrito fra gli organi di rotolamento e le gabbie distanziatrici e di proteggere i cuscinetti stessi dall'ossidazione.

Il cuscinetto a rotolamento generalmente riscalda meno di un cuscinetto a bronzine: la sua manutenzione è ridotta al minimo essendo sufficiente di rinnovare il grasso ogni uno o due anni, secondo lo sfruttamento della trasmissione.

L'economia sul consumo del lubrificante si può valutare dal 70 al 90 %.

Fra i vari tipi di cuscinetti a rotolamento che si trovano sul mercato, quello così detto « oscillante » è quello che normalmente viene adottato nei sopporti delle linee di trasmissione normali.

Cuscinetti a sfere oscillanti.

Questi cuscinetti constano di due corone di sfere con relativa gabbia distanziatrice e di due anelli: quello esterno, presentando un'unica sede di rotolamento sferica ed a centro coincidente col centro del cuscinetto, consente all'anello interno ed alle sfere d'inclinarsi liberamente senza cioè creare sovraccarichi dannosi (fig. 118).

Questa proprietà è di grande importanza nelle linee di trasmissione normali, dove per la difficoltà dell'allineamento dei sopporti, per il tiro delle cinghie, per il peso proprio della trasmissione e degli organi relativi sono da prevedersi inflessioni negli alberi.

I cuscinetti a sfere oscillanti possono avere il diametro interno dell'anello interno cilindrico, ed in questo caso vanno forzati direttamente sull'albero scaldando i

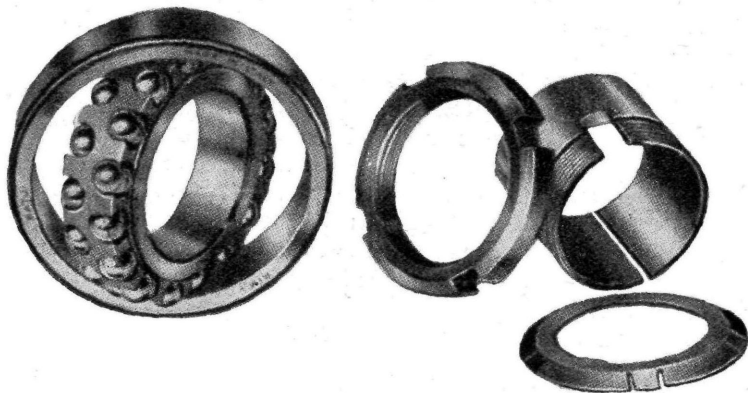



Fig. 118.

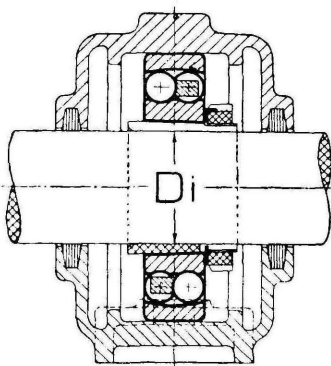
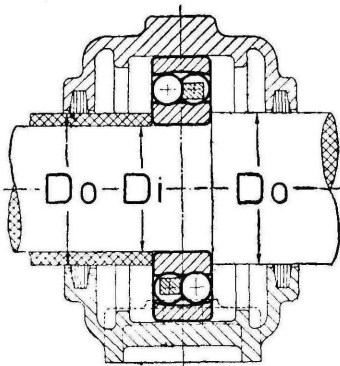



Fig. 119. Fig. 120.

cuscinetti in un bagno d'olio a 80°. Quelli più in uso però nelle linee di trasmissione sono quelli aventi il foro conico e che vengono calettati sull'albero mediante una bussola conica filettata ad un'estremità che, per l'azione di un apposito dado, viene ad incunearsi fra l'anello interno e l'albero. In questo caso l'albero può essere liscio, cioè sprovvisto di battuta (fig. 119).

L'applicazione della bussola conica consente inoltre maggiori tolleranze di lavorazione per gli alberi.

I cuscinetti con foro cilindrico invece richiedono maggior precisione di lavorazione degli alberi e richiedono anche alberi muniti di apposite battute (fig. 120).

Sopporti ritti per cuscinetti oscillanti.

Sono costituiti di due pezzi: base e cappello, riuniti mediante due bulloni passanti (fig. 121).

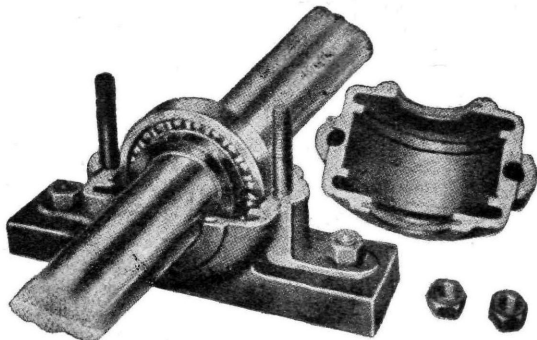



Fig. 121.

La tenuta del lubrificante è garantita dalla presenza di due scanalature con guarnizioni di feltro che eliminano anche il pericolo d'introduzione di sostanze estranee dannose, polvere, acque, ecc.

All'interno, l'alloggiamento del cuscinetto è lavorato con sede in più, in modo che il cuscinetto sia libero di scorrere assialmente seguendo le dilatazioni dell'albero.

Registrazione assiale della trasmissione.

Nelle trasmissioni comuni si considerano in generale solamente i carichi radiali; bisogna però prevenire qualunque spostamento della trasmissione nella direzione del suo asse, come, del resto, si fa nelle trasmissioni montate su bronzine dove si usano i ben noti anelli d'arresto, disposti uno per parte accanto ad uno dei sopporti della linea.

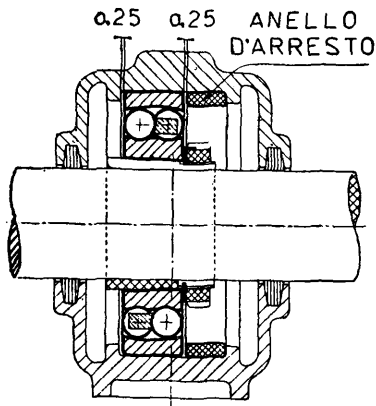



Fig. 122.

Con le trasmissioni montate su cuscinetti a sfere si adotta un sistema del tutto simile riempiendo il vano esistente tra le facciate dell'anello esterno d'un cuscinetto e gli spalleggiamenti del sopporto mediante un anello di arresto (fig. 122).

Il riempimento del volano non deve essere completo, cioè l'anello d'arresto non deve essere mai forzato; è prudente lasciare un gioco assiale di mezzo millimetro.

In ogni linea di trasmissione bisognerà bloccare assialmente uno solo dei cuscinetti: di solito si sceglie un cuscinetto sito verso la metà della lunghezza della trasmissione, qualora questa sia superiore a m. 30; oppure un cuscinetto sito nelle vicinanze della puleggia di comando per trasmissioni più corte.

Tutti gli altri cuscinetti devono essere liberi assialmente nella sede del sopporto, essi anzi devono occuparne la parte centrale per evitare che, a causa di allungamenti e contrazioni termiche dell'albero, essi vadano a toccare le battute dei sopporti (fig. 123).

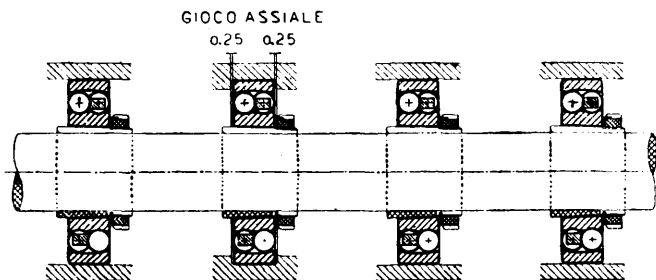



Fig. 123.

In casi speciali di spinte notevoli e continue (dovute a pignoni conici, innesti, ecc.) è consigliabile di affidare la registrazione assiale della trasmissione a dei reggispinta semplici o doppi secondo il carattere delle spinte.

E' possibile applicare nei sopporti anche cuscinetti rigidi con o senza bussola di calettamento. In questo caso la scatola dovrà essere oscillante, del tipo di quella indicata in figura 124; essa viene registrata fra due superfici

sferiche che permettono l'orientamento del sopporto stesso sotto carico.

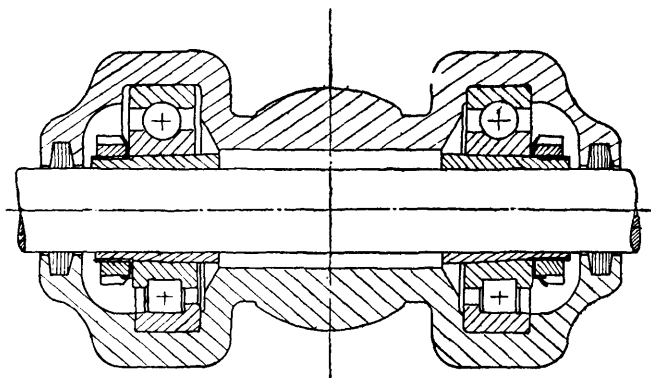



Fig. 124.

Dimensionamento dei cuscinetti.

Il carico gravante sul sopporto, ricavato componendo i vari carichi, è un carico statico, vale a dire, non tiene conto del carico provocato da cause accidentali, quali il cattivo allineamento dei sopporti, l'effetto di masse rotanti non equilibrate, i tiri di cinghia iniziali troppo forti, i colpi dei giunti, l'eventuale aggiunta di macchine, ecc.

Per questo, nella scelta dei cuscinetti, occorre tener conto di un fattore di sicurezza che per trasmissioni normali vale 1,5.

Tenendo poi conto del coefficiente di durata del cuscinetto che è 2, i carichi calcolati per la scelta dei cuscinetti per le trasmissioni normali dovranno essere moltiplicati per tre (2×1,5), se la scelta viene fatta con l'ausilio di un catalogo che abbia come base 1000 ore di durata.

Lubrificazione.

Come è già stato detto, nei cuscinetti a rotolamento il lubrificante non ha il compito di costituire il velo d'olio portante, come alle superfici delle bronzine, per cui viene assai rapidamente alterato nelle sue qualità, ma ha invece quello di attenuare l'attrito dovuto alle deformazioni elastiche dei vari organi sotto carico e quello fra gli organi di rotolamento e la gabbia distanziatrice, di disperdere il calore, di proteggere le superfici speculari degli organi rotanti contro l'ossidazione, di ridurre la rumorosità.

Questo se giustifica il minimo consumo di lubrificante, dimostra anche che per nessuna ragione il cuscinetto può essere fatto funzionare senza lubrificante perchè in breve tempo sarebbe rovinato.

Il lubrificante dovrà essere scelto tanto più viscoso e denso quanto maggiori sono le pressioni e le dimensioni degli organi di rotolamento. Tanto maggiore invece è la velocità del cuscinetto quanto minore deve essere la viscosità e la quantità dell'olio.

Il lubrificante anzitutto deve essere esente e non dare luogo a prodotti nocivi al buon funzionamento dei cuscinetti. Non dovrà contenere resine, olio di resine, materie asfaltose, gomme, e dovrà essere nè acido nè basico, ma sempre neutro. Dovrà inoltre essere scelto adatto al lavoro ed alla temperatura a cui è chiamato a funzionare.

Per i cuscinetti montati nelle trasmissioni si adotterà normalmente grasso che in virtù della sua consistenza garantisce la permanenza nei sopporti e rappresenta una efficace protezione dei cuscinetti che lavorano in ambienti polverosi.

Scelta del cuscinetto.

Per la scelta del cuscinetto occorre conoscere, con molta esattezza, la velocità di funzionamento espresso in m. al 1' ed il carico.

I carichi sono dovuti alla potenza trasmessa dall'albero, al peso proprio della trasmissione e dagli ingranaggi ad essa relativi ed infine sono causati dalle vibrazioni, dalle masse rotanti eccentriche ecc. Mentre è facile determinare il valore dei primi e dei secondi carichi suddetti non è facile precisare gli ultimi, per cui, per poter tenere conto di questi si aumenterà di una certa percentuale la somma ottenuta degli altri carichi.

I carichi che derivano dalla trasmissione di potenza sono generalmente i più importanti.

Il calcolo si svolgerà quindi valutando successivamente:

a) Gli sforzi motori sugli organi di trasmissione;

b) Le componenti di detti sforzi sui sopporti;

c) Il peso proprio e le sue componenti sui sopporti;

d) La risultante di tutte le predette componenti, determinata col mezzo del parellelogramma delle forze.

Sforzi motori.

Considereremo quelli che più interessano nella pratica. Indicando con:

P il carico da calcolarsi;

T lo sforzo tangenziale motore;

N la potenza in cavalli;

D il diametro della puleggia o ruota in metri;

n il numero dei giri al 1'.

Lo sforzo motore tangenziale T, con molta approssimazione è dato:

$$T = 1433 \frac{N}{D_n}$$

Trasmissione con cinghia.

Lo sforzo tangenziale T viene trasmesso per aderenza fra cinghia e pulegge (fig. 125).

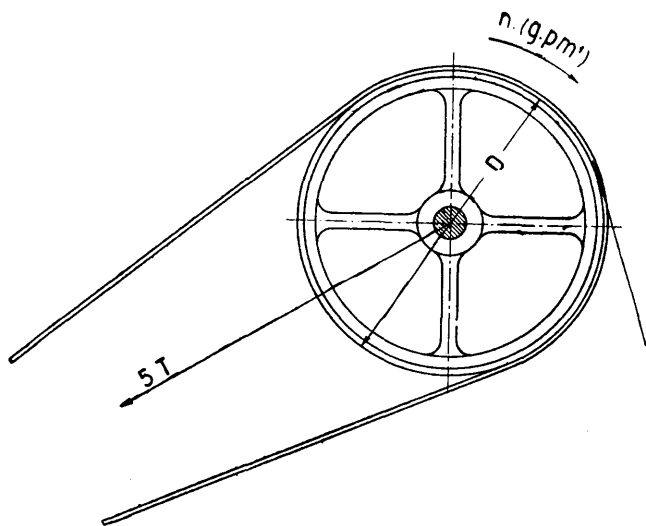



Fig. 125.

Per ottenere ciò è necessario dare alla cinghia una tensione circa due volte e mezza lo sforzo tangenziale. Il carico sull'albero sarà quindi:

$$P = 5\ T = 7165\ \frac{N}{D_n}$$

Trasmissione con funi (fig. 126).

In questa specie di trasmissione il carico risultante sull'albero è più basso che non nel caso precedente. Esso

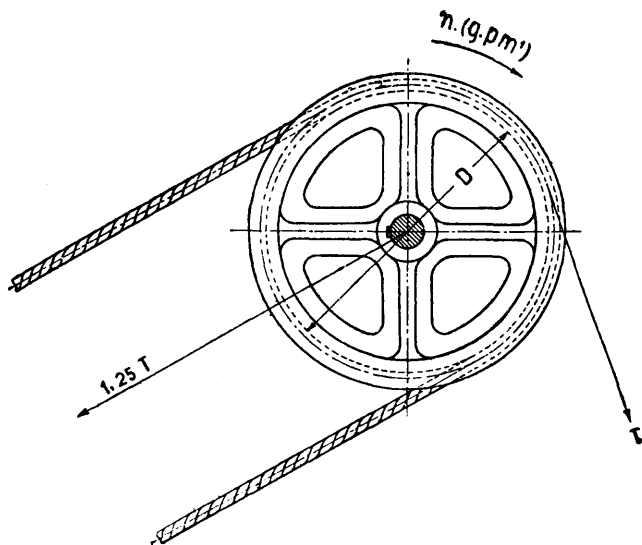



Fig. 126.

si ritiene uguale a circa 1,25 T e approssimativamente è dato da:

$$P = 1770 \frac{N}{Dn}$$

Tramissione con catena.

In essa non occorre creare artificialmente alcuna aderenza. Si terrà conto degli sbattimenti della catena au-

mentando del 40 % lo sforzo tangenziale motore. Si ha così, circa (fig. 127):

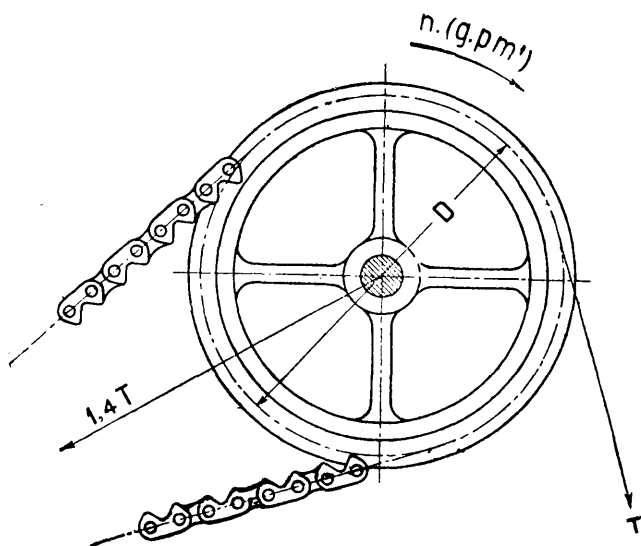



Fig. 127.

$$P = 2000 \frac{N}{Dn}$$

Trasmissione con ingranaggi cilindrici a taglio diritto.

Determinato il carico motore tangenziale dato dalla

$$T = 1433 \frac{N}{Dn}$$

lo si moltiplica per il coefficiente 1,10 per tener conto dell'inclinazione della retta d'azione delle pressioni sui denti (fig. 128).

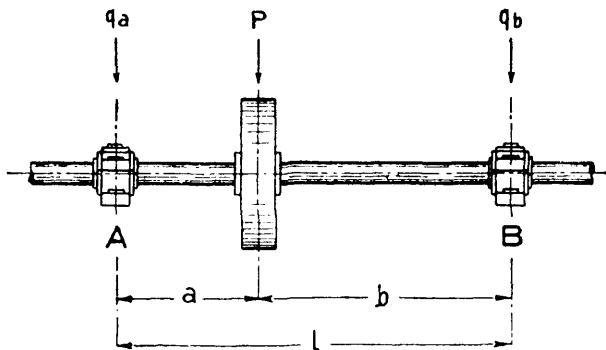



Fig. 128.

Si ha:

$$T = 1580 \frac{N}{D_n}$$

Calcolo delle componenti sui sopporti.

Carico intermedio. — In questo caso il carico determina sui sopporti le pressioni q_a e q_b (fig. 129) il cui valore è dato da:

$$q_a = P \frac{b}{l} \qquad q_b = P \frac{a}{l}$$

Carico di sbalzo. — Si verifica non di rado nella pratica. Se (v. fig. 130) si indica con s lo sbalzo e con l

la lunghezza della campata, al carico P corrispondono, sui sopporti, le pressioni:

$$q_a = P \frac{l + s}{l} \qquad q_b = P \frac{s}{l}$$

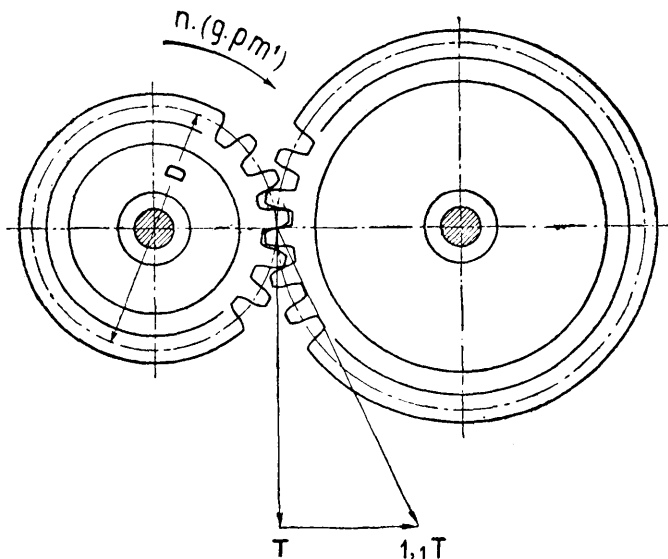



Fig. 129.

Determinazione del carico risultante sui sopporti.

Applicando le formule degli sforzi motori a tutte le pulegge, ruote dentate ecc., della trasmissione, si può calcolare, per ciascuna di esse, il carico sulla trasmissione stessa. Ciascuno di questi carichi, poi, può venire scomposto, secondo il calcolo delle componenti, sui due sop-

porti di ciascuna campata. Si ottiene così su ciascun sopporto una serie di carichi i quali, composti fra di loro e con il peso proprio della trasmissione (sempre rivolto dall'alto al basso), danno il carico totale sul sopporto.

Tale composizione si effettua col sistema del parallelogramma delle forze.

Supponiamo (v. fig. 131) che su un sopporto insistano i carichi q_1 q_2 q_3 q_4 dati da tiri di cinghie e simili, di-

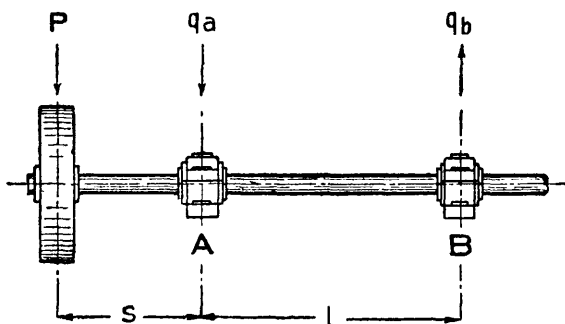



Fig. 130.

versamente orientati, rappresentati in figura da freccie che li determinano in direzione, senso e valore. Inoltre sia p il peso proprio della trasmissione.

Si costruisce il parallelogramma OAFB sui segmenti che rappresentato i carichi q_1 e q_2. La diagonale OF ci dà la risultante di questi due carichi; la diagonale OG del parallelogramma OFCG costruita su OF ed OC ci dà la risultante delle prime tre forze. Proseguendo in questo modo, si ha in OH la risultante delle prime 4 forze e in OI la risultante Q di tutte le forze, cioè il carico totale sul sopporto.

Questo è però statico, cioè di valore continuo.

Bisogna ancora aggiungere il carico che deriva da cause accidentali come cattivo allineamento dei soppor-

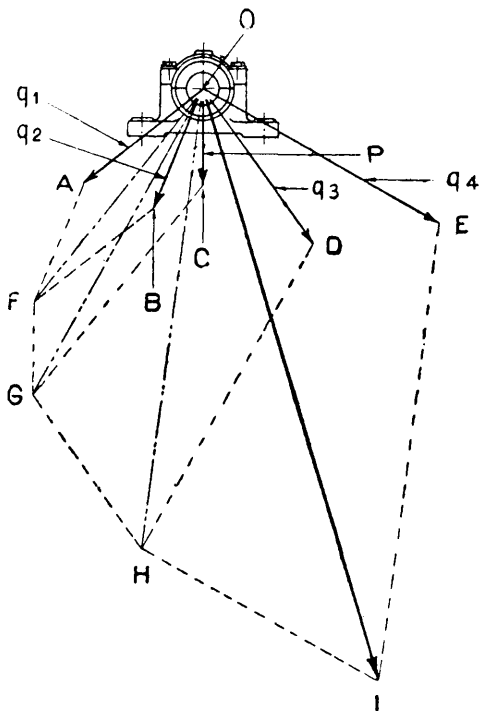



Fig. 131.

ti (in una trasmissione a due o più campate rigide), l'effetto di masse non equilibrate, tiri di cinghia iniziali trop-

po forti, colpi di giunti delle cinghie, eventuale aggiunta di macchine, ecc.

E' necessario quindi tener conto di tali sovraccarichi affinchè la trasmissione non risulti troppo debole. Per ottenere questo scopo si sceglieranno i cuscinetti con una certa larghezza; *calcolato quindi il carico nel modo visto, lo si aumenta del* 50 % *e si sceglie, nel catalogo, il cuscinetto che a quella velocità ha la capacità più prossima al valore così ottenuto.*

Il procedimento suddetto ha solo scopo di verifica perchè i cuscinetti sono proporzionati al diametro già calcolato della trasmissione.

Applicazioni numeriche.

Problema 26. — Si abbia una trasmissione in due campate di m. 2, diametro mm. 50 con comando a cinghia vicino al sopporto intermedio.

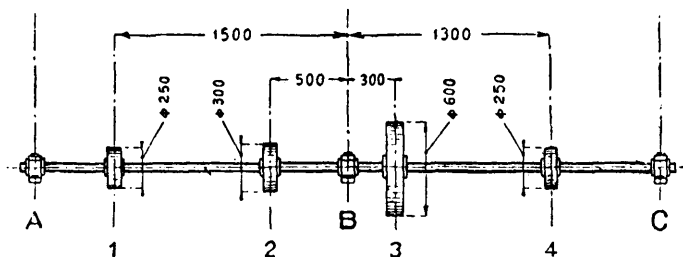



Fig. 132.

La trasmissione è indicata dalla figura 129. La potenza è di HP 7 a giri 250 per m'., suddivisa fra tre macchine per mezzo di cinghia, nella proporzione indicata in figura.

Il rendimento della trasmissione sia del 100 %.

Applicando la $P = 7165 \frac{N}{D_n}$ alle diverse puleggie si ha:

puleggia 1 - carico Kg. $7165 \frac{2}{0{,}25 \times 250}$ = Kg. 230

puleggia 2 - carico Kg. $7165 \frac{2}{0{,}3 \times 2{,}50}$ = Kg. 190

puleggia 3 - carico Kg. $7165 \frac{7}{0{,}6 \times 250}$ = Kg. 334.

puleggia 4 - carico Kg. $7165 \frac{3}{0{,}25 \times 250}$ = Kg. 334.

Il sopporto intermedio è certamente il più carico, quindi limitiamo il calcolo ad esso determinando, in primo luogo, le componenti delle varie cinghie.

Applicando a questo scopo le formule

$$q_b = P \frac{a}{L} \; ; \qquad q_a = P \frac{b}{L}$$

si ha:

componente tiro puleggia 1 - Kg. $230 \frac{0{,}5}{2}$ = Kg. 56

componente tiro puleggia 2 - Kg. $190 \frac{1{,}5}{2}$ = Kg. 144

componente tiro puleggia 3 - Kg. $334 \frac{1{,}7}{2}$ = Kg. 284

componente tiro puleggia 4 - Kg. $344 \frac{0{,}7}{2}$ = Kg. 120.

Le componenti delle puleggie 1 e 2 hanno lo stesso senso, perciò si sommano senz'altro sul sopporto. Su que-

sto si avrà quindi un insieme di carichi come illustrati in figura 133 dove le varie freccie indicano la direzione delle forze.

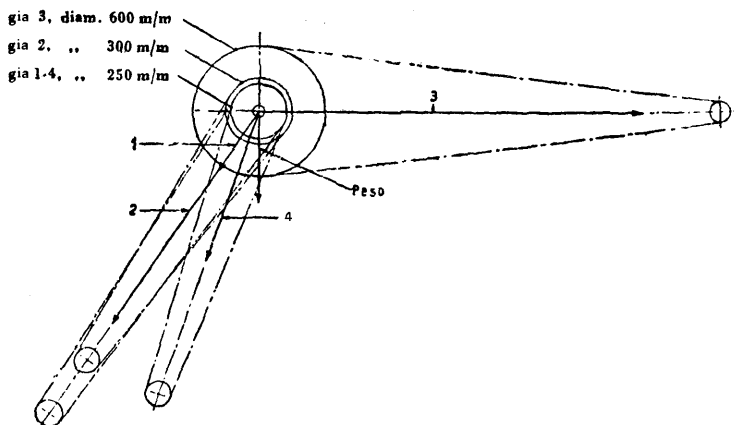



Fig. 133.

Il peso della campata di sinistra è dato da:

Peso albero	Kg.	32
» puleggia	»	13
Totale	Kg.	45

che vanno, per metà, sul sopporto considerato.

Analogamente sulla campata di destra abbiamo:

Peso albero	Kg.	32
» puleggia	»	63
Totale	Kg.	95

che, per metà, caricano il sopporto considerato. Il carico dovuto al peso sarà quindi di:

$$\text{Kg. } \frac{45 \times 95}{2} = \text{Kg } 70$$

Conosciamo quindi ormai in valore e direzione tutte le forze che caricano il sopporto.

La composizione successiva di dette forze dove si è adottata la scala 1 cm.=100 Kg., eseguite come è chiaramente indicato in figura 134, dà una risultante di Kg. 385.

Scala delle forze 1 cm.=100 Kg.

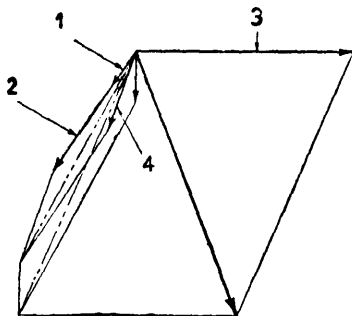



Fig. 134.

Come si è detto, dobbiamo scegliere il cuscinetto in base ad un carico del 50 % superiore, e cioè al carico di Kg. 1,5×385=580.

Dal catalogo RIV si ricava che il cuscinetto 8ATJ, con foro di mm. 50, presenta a 250 g.p.m.'' una capacità di Kg. 850. Possiamo quindi scegliere questo tipo.

Problema 27. — Si abbia un tronco di trasmissione con puleggia di sbalzo.

La figura 135 rappresenta la trasmissione da esaminare. La puleggia centrale è comandata con cinghia ed

assorbe 4 HP, ritrasmessi alle puleggie, laterale sinistra (3 HP) e laterale destra (1 HP).

Ci riferiamo al sopporto A, più carico, fra la puleggia in sbalzo e la puleggia motrice.

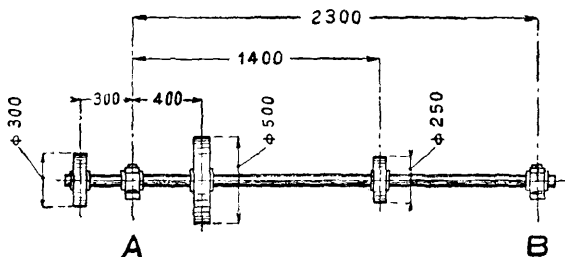



Fig. 135.

Secondo il metodo noto, possiamo calcolare:

puleggia laterale sinistra:

$$\text{carico Kg. } 7165 \frac{4}{0,3 \times 250} = \text{Kg. } 286$$

puleggia centrale:

$$\text{carico Kg. } 7165 \frac{4}{0,5 \times 250} = \text{Kg. } 229$$

puleggia laterale destra:

$$\text{carico Kg. } 7165 \frac{1}{0,24 \times 250} = \text{Kg. } 115.$$

Applicando la

$$q_a = P \frac{L + s}{L}$$

si ha:

$$\text{componente puleggia 1 - Kg. } 286 \frac{0,3 + 2,3}{2,3} = \text{Kg. } 323$$

e applicando la

$$q_a = P \frac{b}{L}$$

componente puleggie 2 - Kg. $229 \frac{1,9}{2,3}$ = Kg. 189

componente puleggia 3 - Kg. $115 \frac{0,9}{2,3}$ = Kg. 45.

Il peso della trasmissione ha una componente di Kg. 70. Abbiamo quindi, nel sopporto considerato, una distribuzione di carichi come dimostrato in figura 136.

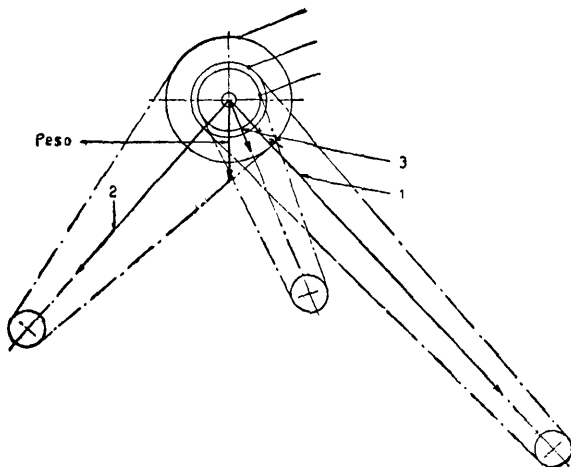



Fig. 136

La composizione col metodo del parallelogramma delle forze (fig. 137), nella quale la scala delle forze è 1 cm. = 100 Kg., dà una risultante di Kg. 505.

Abbiamo infine 1,5×505=Kg. 760 e potremo quindi scegliere, sul catalogo R.I.V., il cuscinetto tipo 8ATJ che, a 250 g.p.m', può portare un carico di Kg. 850.

Il calcolo dei carichi sull'albero causati dagli sforzi di lavoro nei quattro casi considerati (trasmissione con cinghie, funi, catene ed ingranaggi cilindrici) si può fare molto agevolmente e con sufficiente approssimazione an-

Scala delle forze 1 cm.=100 Kg.

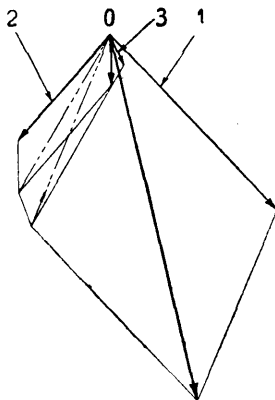
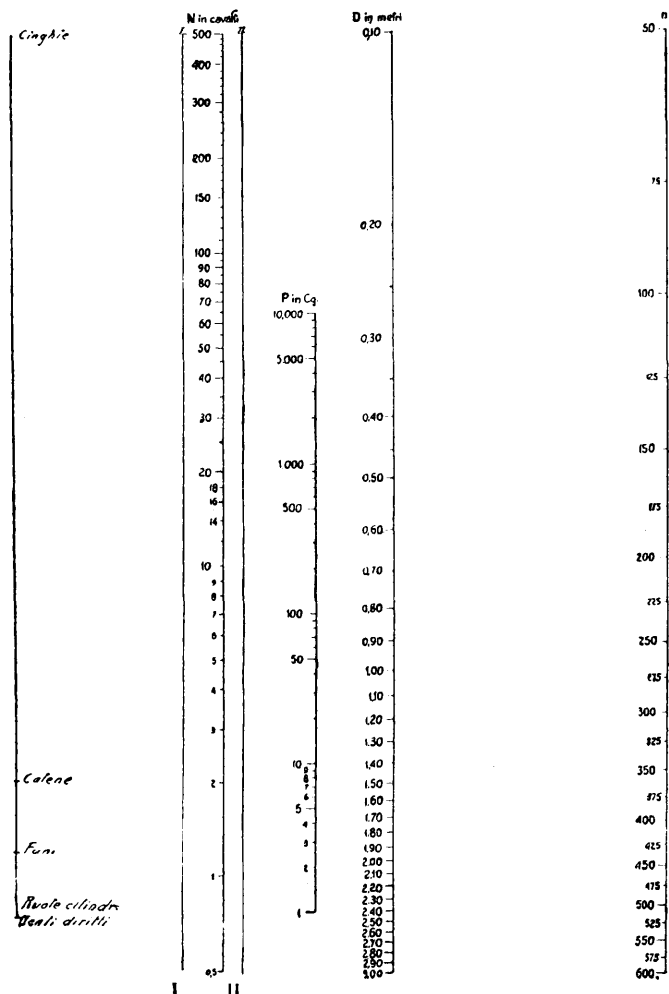



Fig. 137

che per via grafica. In tavola 1 è riportato un abaco logaritmico di uso assai facile, come può rilevarsi dalla spiegazione annessa. Esso può essere utile anche per scopi che non siano strettamente attinenti al cuscinetto, tutte le volte che interessi conoscere le reazioni cui danno luogo sugli alberi i suddetti organi di trasmissione di potenza.

Abaco logaritmico per il calcolo dei carichi.

Uso dell'abaco,

Il presente abaco permette di ottenere risultati sufficientemente approssimati senza dover ricorrere a calcoli. L'uso ne è molto semplice.

Si sceglie, sulla verticale più a sinistra, il punto corrispondente al genere di trasmissione considerato (fig. 135). Si congiunge questo punto, mediante un segmento di retta, col punto corrispondente alla potenza, scelto sulla colonna « N in cavalli ». Questo segmento taglia la verticale I in un punto che si segna. Il punto così determinato si congiunge col punto corrispondente al diametro della puleggia (o diametro primitivo della ruota se si tratta di ingranaggio), scelto sulla colonna « D in m. », con un secondo segmento di retta che taglia la verticale II in un punto che si segna. Il punto così determinato si congiunge con un segmento di retta col punto corrispondente al numero dei giri, scelto sulla colonna « n ». Quest'ultimo segmento taglia la colonna « P in Kg. » nel punto cercato: leggendo sulla graduazione si ha il carico sull'albero.

Problema 28. — Una prova semplice si può fare mettendo, ad es. N=10 HP, D=1 mt., n=100, e si troverà sulla colonna P, nel caso di tiro di cinghia Kg. 716, nel caso della catena Kg. 200, nel caso delle funi Kg. 177 e nel caso d'ingranaggi cilindrici a denti diritti Kg. 158, come risulta anche dalle formule:

$$P = 7165 \frac{N}{Dn} \; ; \qquad P = 1770 \frac{N}{Dn} \; ; \qquad P = 2000 \frac{N}{Dn} \, .$$

FINE.

INDICE DELLE MATERIE

Introduzione.

Parte Prima.

Parte Seconda.

Parte Terza.

Parte Quarta.

Ing. M. Bianco. — Come si progetta e come si calcola: *Il motore Diesel.* - 240 pag., 102 figure. - L. 10.

Ing. L. Bonacossa. — *La centrale idroelettrica.* - Sfruttamento del bacino. Opere da eseguire. - Rassegna di impianti eseguiti. - Manuale teorico-pratico con 142 disegni, 95 fotografie e 28 tabelle. - 296 grandi pagine. - L. 20.

Ing. L. Bonacossa. — *La centrale termo-elettrica.* - La caldaia. - La turbina a vapore. - Il motore Diesel. - Manuale teorico-pratico con 175 disegni, 107 fotografie e 26 tabelle. - 288 grandi pagine. - L. 20.

Ing. L. Bonacossa. — *Il montatore elettromeccanico.* - Vol. I.: *Macchine a corrente continua.* - 504 grandi pagine, 392 figure, 19 tabelle. - L. 30.

Vol. II: *Macchine a corrente alternata.* - 344 grandi pagine, 385 figure, 11 tabelle. - L. 20.

Ing. L. Bonacossa. — Tecnologia del ferro. *Metallurgia - Fonderia - Fucinatura - Macchine utensili.* - II Edizione, 227 pagine, 239 figure. - L. 15.

Ing. L. Bonacossa. — Manuale pratico per il funzionamento e l'installazione dei *Motori Diesel ed a gas.* - II Edizione rinnovata, 144 figure, XIV tabelle. - L. 12.

Ing. L. Bonacossa. — *Gli accumulatori elettrici.* - Tipi - Impianti - Calcoli - Applicazioni. - III Edizione, 200 pagine, 122 figure, 13 tabelle. - L. 7.

Ing. L. Bonacossa. — *Il rocchetto di Ruhmkorff.* - (Teoria, Pratica e Costruzioni). - III Edizione ampliata, 272 pagine, 161 figure. - L. 10.

Ing. L. Bonacossa. — *Gli autocarri a nafta.* - 208 pagine, 96 figure. - L. 8.

Ing. L. Bonacossa. — Per comprendere la *Televisione.* (Splendido libro di divulgazione scientifica dei più recenti metodi ed apparecchi. Opera alla portata di tutti). - 150 pagine. 70 figure. - L. 7.

B. Brida. — *L'impianto elettrico dell'automobile.* - Manuale pratico per garagisti, chauffeurs, elettricisti. - IV Edizione ampliata, 344 pagine, 202 figure. - L. 11.

Ing. F. Brizio. — *Il libro del guidatore d'automobile* (per prepararsi all'esame). - Funzionamento e guida dell'automobile. - Ricerca dei guasti. - Codice stradale. - VII Edizione ampliata, 224 pagine, 272 figure. - L. 7.

A. Cantagalli. — Nozioni teorico-pratiche per *i conduttori di caldaie e macchine a vapore.* - IV Edizione, 200 pagine, 118 figure. - L. 8.

G. Cardinali. — *I contatori elettrici.* - Teoria. - Costruzione. - Taratura. - Inserzioni. - 160 pagine, 91 figure. - L. 7.

Ing. G. Chierchia. — *Gli apparecchi elettrici di riscaldamento.* - (Come si calcolano. - Come si costruiscono). - VII Edizione ampliata, 200 pagine, 158 figure, 26 esempi di calcolo. - L. 8.

Ing. G. CHIERCHIA. — *Il Memorandum del meccanico.* - Raccolta di formule e tabelle corredate da numerosi esempi pratici. - VII edizione, formato da portafoglio (cm. 8 ½ × 12). - 192 pagine, 112 figure. - L. 5.

Ing. G. CHIERCHIA. — *Come s'impianta una piccola officina meccanica.* - III Edizione ampliata, 168 pagine, 132 figure. - L. 6.

Ing. G. CHIERCHIA. — *Le macchine elettriche a corrente alternata.* - (Come si governano, come funzionano, come si manovrano). - IV Edizione, 160 pagine, 111 figure. - L. 7.

Ing. E. CIANETTI. — *I difetti delle macchine e degli apparecchi elettrici.* - Guida per la ricerca dei guasti. - IV Edizione, 96 pagine, 15 figure. - L. 5.

Ing. Prof. G. CICOGNA. — Elementi di *Proiettiva e prospettiva.* - II Edizione, 152 pagine, 106 figure. - L. 7.

Ing. C. CRESPI. — *I calcoli d'officina* alla portata dell'operaio. - 320 pagine, 147 figure. - L. 10.

F. DELFORNO. — *La riparazione degli apparecchi radio.* - II Edizione, 260 pagine, 184 figure. - L. 10.

Ing. GIANNI DEPERO. — *I piccoli raddrizzatori di corrente per la carica degli accumulatori.* - Teoria, Costruzione, montaggio, manutenzione. - 136 pagine, 101 figure. - L. 6.

Ing. C. FONTANA. — *Macchine a vapore rotative.* - Storia critica, invenzioni e studi. - II Edizione, 176 pagine, 73 figure. - L. 8.

Ing. C. FONTANA. — *Macchine a gas acido carbonico* agente in circuito chiuso. - II Edizione, 68 pagine, 8 tavole. - L. 4.

O. FRANCHETTI. — *Il meccanico dilettante.* - II Edizione, 208 pagine, 240 figure e una grande tavola. - L. 8.

O. FRANCHETTI. — *L'elettricista dilettante.* - III Edizione. - Costruzione di macchine, esperienze, ricette. - 232 pagine, 193 figure. - L. 8.

O. FRANCHETTI — *Il giovane elettricista.* - Guida per costruire piccole macchine da Dilettanti. - III Edizione, 264 pagine, 168 figure. - L. 8.

Ing. O. FRONTINI. — *Il calcolo di una diga in cemento armato.* - Un volume grande formato con 15 tavole a colori. - L. 20.

D. GAMBINO. — Manuale pratico per le *Misure elettriche industriali.* - II Edizione, 168 pagine, 150 figure. - L. 7.

MARIO GATTI. — *Il magnete e lo spinterogeno.* - 200 pagine, 117 figure. - L. 8.

Ing. E. GARNIER. — *Sagomatura e taglio dei tubi* nei vari casi di intersezione. - 128 pagine, 32 figure. - L. 7.

T. GUARNIERI. — *Parafulmini.* - (Guida pratica per l'installatore). - Tipi Franklin, Melsens, Gay Lussac, Borghini, ecc. - 160 pagine, 108 figure. - L. 6.

T. GUARNIERI. — *Radiotelefonia.* - Funzionamento - Calcolo e Costruzione per Dilettanti di Apparecchi Radio Riceventi e Trasmittenti per Radiotelefonia e Radiotelegrafia. - Leggi e regolamenti. - V Edizione, 244 pagine, 176 figure. - L. 7.

T. GUARNIERI. — 1000 *Circuiti radio* e piani di costruzione di apparecchi in grandezza di esecuzione. - Un volume formato grande, rilegato con 8 tavole fuori testo. - L. 14.

Ing. Prof. O. HARLEY DI SAN GIORGIO. — Come si costruisce e come si progetta: *Una pressa idraulica.* - 240 pagine, 95 figure. - L. 12.

Ing. Prof. O. HARLEY DI SAN GIORGIO. — Come si costruisce e come si progetta: *Un accumulatore idraulico.* - 92 figure, 176 pagine. - L. 10.

Ing. Prof. O. HARLEY DI SAN GIORGIO. — Come si progetta e come si costruisce: *Una pompa idraulica.* - 312 pagine, 156 figure. - L. 14.

Ing. Prof. O. HARLEY DI SAN GIORGIO. — Come si progetta e come si costruisce: *Un piccolo fabbricato in cemento armato.* - 260 pagine, 50 figure, 37 tabelle. - L. 10.

Ing. Prof. O. HARLEY DI SAN GIORGIO. — Come si calcolano e come si progettano: *Gli organi delle macchine.* - 304 pagine, 107 figure. - L. 13.

Ing. Prof. O. HARLEY DI SAN GIORGIO. — Come si progetta e come si eseguisce: *Una teleferica.* - 232 pagine, 100 figure. - L. 9.

Ing. Prof. O. HARLEY DI SAN GIORGIO. — Come si progetta e come si eseguisce: *Un impianto di riscaldamento a termosifone.* - II Edizione, 248 pagine, 92 figure. - L. 10.

Ing. Prof. O. HARLEY DI SAN GIORGIO. — Come si progetta e come si calcola: *Un motore d'automobile e d'aviazione.* - 240 pagine, 97 figure. - L. 10.

Ing. Prof. O. HARLEY DI SAN GIORGIO. — Come si progetta e come funziona: *Un impianto di nichelatura e cromatura dei metalli.* - 304 pagine, 77 figure, 120 ricette. - L. 12.

Ing. T. JERVIS. — *Procedimenti - Mezzi e strumenti di calcolo* necessari al Meccanico e all'Elettricista. - V Edizione, 184 pagine, 46 figure. - L. 7.

Ing. T. JERVIS. — *La resistenza dei materiali* spiegata con esempi. - Nozioni ed esercizi elementari di resistenza dei materiali e calcolo di parte di costruzione e di macchine. - II Edizione, 160 pagine, 47 figure, 61 esempi di calcolo. - L. 7.

Ing. T. JERVIS. — *Il motore elettrico a campo rotante.* - III Edizione, 120 pagine, 41 figure. - L. 6.

M. LANFRANCONI. — *Le frodi nei contatori elettrici.* - (Come si misura l'energia. - Come si ruba. - Come si scoprono le frodi. - Come vengono punite). - IV Edizione, 176 pagine, 101 figure. - L. 7.

G. LANINO. — Come si calcola e come si costruisce: *Un trasformatore.* - 130 pagine, 92 figure. - L. 6.

G. LANINO. — *La risoluzione pratica dei problemi di elettritecnica.* - Roassunto delle principali formule e tabelle e 132 calcoli pratici numericamente svolti. - 280 pagine, 118 figure. - L. 10.

G. LANINO. — *L'incendio.* - (Come si previene, come si segnala e come si spegne). - Manuale pratico ad uso dei pompiere e dei tecnici degli stabilimenti industriali. - 124 figure. - L. 7.

EMILIO LAVAGNOLO. — *Come si diventa Disegnatori.* - Corso completo di Disegno Industriale: Schizzo quotato. - Disegno di macchine. - Schemi elettrici. - Disegno Costruzioni Metalliche. - Tracciatura. - Prospettiva. - Riproduzione Disegni ecc. IV Edizione ampliata, 400 grandi pagine, 342 figure, 39 tavole. - L. 18.

EMILIO LAVAGNOLO. — *L'impianto elettrico della casa* spiegato per essere compreso ed eseguito da tutti. - Materiale. Apparecchi e posa dei conduttori. - Lampadine, riflettori, diffusori e loro razionale disposizione nei diversi ambienti. - Verifiche e norme di collaudo. - V Edizione ampliata, 400 pagine, 504 figure. - L. 12.

EMILIO LAVAGNOLO. — Tutti gli schemi per impianti di *Suonerie elettriche,* quadri indicatori, apriporta e apparecchi di segnalazione. - Spiegati elementarmente per essere compresi ed eseguiti da tutti. - III Edizione ampliata, 208 pagine, 234 figure. - L. 7.

LUIGI LAVAGNOLO. — *Gli aeromotori.* - (Come si utilizza la forza del vento). - IV Edizione, 152 pagine, 22 figure. - L. 7.

LUIGI LAVAGNOLO. — *Linee e cabine di distribuzione dell'energia elettrica.* - 300 figure, 280 grandi pagine. - L. 20.

LUIGI LAVAGNOLO. — *L'arte di dirigere le officine.* - (I sistemi del successo per l'organizzazione del lavoro). - 162 pagine, 50 figure. - L. 7.

Ing. C. MANARESI. — *Il perito rurale, civile e giudiziario.* - Con 130 problemi di estimo risoluti numericamente. - 190 pagine. - L. 8.

Dott. Ing. C. MANARESI. — *Il Codice della proprietà edilizia e rurale.* - (Le leggi che il tecnico deve conoscere sulle case, coltivazioni, acque, terreni, ecc.). - 180 pagine, 65 disegni e fotografie originali. - L. 8.

Ing. G. MANINO. — *Il calcolo semplificato delle capriate in legno, in ferro e dei tetti.* - III Edizione ampliata, 94 figure. - L. 8.

Ing. G. MANINO. — Come si progetta e come si costruisce: *Un ponte in ferro.* - 160 pagine. 86 figure. - L. 8.

Ing. G. MANINO. — Calcolo e costruzione di *Ponti in cemento armato* a travate. - (Opera compilata secondo le norme italiane più recenti per la esecuzione dei lavori in cemento armato, e con l'uso delle sole matematiche elementari. - 100 pagine, 44 figure. - L. 6.

Ing. E. MARENCO e Redazione « Il Giornale degli Elettricisti ». — *Come si diventa elettricisti.* - Originale pubblicazione dialogata fatta specialmente per i giovani che desiderano dedicarsi all'elettrotecnica e per chiunque voglia farsi un concetto ragionato e preciso delle applicazioni dell'Elettricità. - VIII Edizione migliorata, 420 grandi pagine, 350 fig. - L. 20.

CIRO MAZZEI. — *Prontuario del tecnico elettricista.* - V Edizione ampliata, 224 pagine, 85 figure, 54 tabelle. - L. 8.

Ing. G. MERLO. — *Uso delle tavole numeriche.* - L'interpolazione lineare ottenuta mediante un abbaco. Corredato dell'abbaco e da numerosi esempi pratici d'impiego. - L. 5.

U. MORINI. - *L'industria olearia.* - Manuale pratico sugli impianti d'estrazione dell'olio d'oliva. - 152 pagine, 15 figure. - L. 7.

Ing. A. NANNI. — *Mamma Geometria.* (Geometria professionale spiegata in modo facile). - 380 pagine, 220 figure. - L. 14.

Ing. A. NANNI. — *Il calcolo tecnico senza studio.* - 288 pagine, 185 figure. - L. 12.

Ing. A. NANNI. — *Il libro dell'allievo artista.* (Tutti disegnatori) per imparare il disegno dal vero senza maestro. - 384 pagine grande formato, 300 figure. - Rilegato, II edizione. - L. 22.

Ing. A. NANNI. — *La scienza dei motori.* - 136 pagine grandi, 74 figure. - L. 9.

Ing. R. NARDI. — *La meccanica.* - 136 pagine grandi, 119 figure. - L. 9.

Prof. PORRETTI. — *Dilettevoli esperienze.* - 310 facili esperimenti di: Fisica, Elettricità, Magnetismo, Chimica, Storia Naturale, ecc. - 320 grandi pagine, 320 figure e 20 tavole del pittore Gamba, III edizione. - L. 18.

Ing. T. RANAGGIO. — *Il carbone bianco.* - Come si utilizza industrialmente una forza idraulica). - 114 pag., 80 figure. - L. 6.

Redaz. « Il Giornale degli Elettricisti ». — *Costruzioni elettriche per dilettanti.* - VII edizione ampliata. - Insegna a costruire in piccolo — alla portata di tutti — tutte le macchine ed apparecchi elettrici ad uso dei Dilettanti. - 220 pagine, 190 figure. - L. 8.

EMILIO RINALDI. — *Formulario tecnico di meccanica generale.* - Con numerosi problemi risolti e note di Elettrotecnica. - 272 pagine, 87 figure, 16 tavole. - L. 10.

G. RIPPO. — *Il Memorandum dell'Elettricista.* - XI Edizione ampliata, formato da portafoglio (cm. 8 ½ × 12). - 176 pagine. - L. 5.

G. Rippo. — *L'operatore di cinematografo.* - (Trattato di cinematografia muta e sonora). - 248 grandi pagine, 154 figure. - L. 16.

Ing. L. Rosci. — *Manuale pratico per il calcolo del cemento armato* svolto con le sole matematiche elementari. - 248 pagine, 130 figure. L. 9.

Ing. L. Rosci. — *Le piattabande, gli archi e le volte* nella costruzione edilizia, con esempi di calcolo. - 64 pagine, 31 figure e 1 tavola. - L. 5.

Ing. L. Rosci. — *I muri di sostegno* o comunque soggetti a spinta, con esempi di calcolo. - 72 pagine, 30 figure, 1 tavola. - L. 5.

Ing. L. Rosci. — *Acquedotti e serbatoi in cemento armato.* - 124 pagine, 36 figure, 3 tabelle. - L. 6.

Ing. L. Rosci. — *Puntellamenti e rinforzi* nei fabbricati lesionati. - 94 pagine, 55 figure, 1 tavola. - L. 5.

Ing. L. Rosci. — *Il calcolo dei tetti con capriate leggiere di tavole.* - 80 pagine, 35 figure. - L. 5.

Ing. Pietro Rossi. — *La costruzione degli avvolgimenti delle macchine elettriche.* - 240 grandi pagine, 246 figure originali. - Numerosi esempi pratici. - 30 tabelle e grafici. - L. 18.

Dott. Prof. G. Salomone. — *Ricette e processi per il meccanico e l'elettricista.* - 280 pagine. - L. 9.

Dott. Prof. G. Salomone. — *Il preparatore di prodotti di toeletta.* 136 pagine di ricette. - L. 6.

Cav. Sartorio G. S. — *Il manuale del Lattoniere.* - Manuale Teorico Pratico con nozioni di lavori inerenti alle Costruzioni Edili. - II Edizione ampliata, 336 pagine, 500 figure, 39 tabelle. - L. 12.

Cav. Sartorio G. S. — L'idraulico pompista. *Pompe.* - Calcolo, impianto e condotta delle pompe. - 240 pagine, 22 figure. - L. 10.

Cav. Sartorio G. S. — *Impianti domestici di acque potabili.* - 192 pagine, 326 figure. - L. 9.

Cav. Sartorio G. S. — *Idraulica sanitaria, fognatura domestica* e lavorazione della piombisteria all'inglese. - 180 pagine, 100 figure, 40 tavole. - L. 7.

Ing. T. Silva. — *La tecnica costruttiva degli aeroplani.* - II Edizione, 304 pagine, 212 figure. - L. 12.

M. Terzi. — *Le piccole riparazioni dell'automobile.* (Ricerca dei guasti - Manutenzione - Accessori e utensili di facile costruzione, ecc.). - II Edizione, 240 pagine, 213 figure. - L. 8.

Prof. A. Testori. — *Il gas.* - Come si deve bruciare il gas. - Nozioni teorico pratiche sulla costruzione, regolazione, installazione e condotta dei bruciatori a gas. - 144 pagine, 57 figure. - L. 7.

Ing. E. RINALDI ❧ **Trasmissioni meccaniche** ❧ *L. 10 —*